



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 091585

**PEMODELAN DAN ANALISIS MEKANISME
*CANTILEVER PIEZOELECTRIC DOUBLE
VIBRATION ABSORBER (CPDVA)* SEBAGAI
PEREDAM GETARAN TRANSLASI DAN PENGHASIL
ENERGI LISTRIK**

RAHMAT BAMBANG WAHYUARI
2113100022

Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TM 091585

**PEMODELAN DAN ANALISIS MEKANISME
CANTILEVER PIEZOELECTRIC DOUBLE
VIBRATION ABSORBER (CPDVA) SEBAGAI
PEREDAM GETARAN TRANSLASI DAN PENGHASIL
ENERGI LISTRIK**

RAHMAT BAMBANG WAHYUARI
2113100022

Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017

[Halaman ini sengaja dikosongkan]



FINAL PROJECT - TM 091585

**MODELING AND ANALYSIS OF CANTILEVER
PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION ABSORBER
(CPDVA) AS TRANSATIONAL VIBRATION
REDUCER AND ELECTRICAL ENERGY
HARVESTER**

RAHMAT BAMBANG WAHYUARI
2113100022

Advisory Lecturer
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

**PEMODELAN DAN ANALISIS MEKANISME
CANTILEVER PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION
ABSORBER (CPDVA) SEBAGAI PEREDAM GETARAN
TRANSLASI DAN PENGHASIL ENERGI LISTRIK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

RAHMAT BAMBANG WAHYUARI

NRP. 2113100022

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati., ST., MT
NIP. 197004121997032003 (Pembimbing)
2. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur., ST., M.Eng.
NIP. 197505111999031001 (Penguji I)
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra., M.Sc., Ph.D.
NIP. 195106051978031002 (Penguji II)
4. Achmad Syaifudin., S.T., M.Eng., Ph.D.
NIP. 197909262005011001 (Penguji III)



SURABAYA

JULI, 2017

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

**PEMODELAN DAN ANALISIS MEKANISME
CANTILEVER PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION
ABSORBER (CPDVA) SEBAGAI PEREDAM GETARAN
TRANSLASI DAN PENGHASIL ENERGI LISTRIK**

Nama Mahasiswa : Rahmat Bambang Wahyuari
NRP : 2113100022
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

ABSTRAK

Dynamic Vibration Absorber (DVA) merupakan salah satu metode untuk mengurangi getaran berlebih pada fenomena resonansi yaitu dengan cara penambahan massa *absorber*, pegas dan *dampers* pada sistem massa yang bergetar. Namun, energi getaran pada massa *absorber* terbuang begitu saja, padahal energi tersebut dapat dimanfaatkan menjadi energi listrik. Salah satu *transducer* yang dapat merubah energi getar menjadi energi listrik adalah *cantilever piezoelectric*. Agar sistem utama yang bergetar dapat tereduksi dan juga getaran terbuang dapat dimanfaatkan menjadi energi listrik, perlu adanya penggunaan kombinasi dari DVA dan *cantilever piezoelectric* yang disebut *Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber* (CPDVA).

Pada penelitian ini dirancang pemodelan mekanisme dari CPDVA yang dapat meredam getaran dan menghasilkan listrik pada skala laboratorium menggunakan aplikasi MATLAB Simulink. Mekanisme ini terdiri dari sistem utama yang memiliki massa utama dengan berat 7 kg yang ditopang dengan empat pegas dengan nilai konstanta yang sama sebesar 2300.5 N/m dan empat *dampers* dengan nilai konstanta yang sama sebesar 0.925 N.s/m. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan getaran yang memiliki arah translasi. Sumber getar dari simulator berupa gaya eksitasi dari amplitudo eksentrik motor yang dihubungkan dengan pegas dan *dampers* pendorong dengan nilai konstanta masing-masing sebesar

146 N/m dan 1.8 N.s/m. Penelitian ini menekankan mengenai analisis CPDVA yang dapat mereduksi getaran translasi sistem utama dan daya listrik yang dihasilkan dengan variasi frekuensi putaran motor sebesar 31.056 rad/s, 36.544 rad/s, dan 46.735 rad/s. Variasi amplitudo eksentrik motor sebesar 0.02 m, 0.03 m dan 0.04 m. Sedangkan variasi jumlah *piezoelectric* sebesar 500 buah, 750 buah dan 1000 buah.

Dari hasil simulasi didapatkan karakteristik CPDVA nilai reduksi terbesar pada frekuensi operasi 36.544 rad/s yaitu sebesar 97.4 %. Namun nilai daya bangkitan yang terbesar pada frekuensi operasi 31.056 rad/s sebesar 5.752×10^{-5} watt. Sedangkan variasi amplitudo eksitasi tidak mempengaruhi persentase reduksi. Namun, daya bangkitan yang dihasilkan semakin bertambah dengan bertambah besarnya amplitudo. Daya bangkitan terbesar terjadi pada amplitudo 0.04 m yaitu sebesar 6.147×10^{-6} watt yang disimulasikan pada frekuensi operasi 36.544 rad/s. Karakteristik CPDVA pada variasi jumlah *piezoelectric* yaitu memiliki persentase reduksi dan daya bangkitan listrik yang optimum pada jumlah *piezoelectric* 4000 buah yang disimulasikan pada amplitudo eksentrik motor 0.02 m dan frekuensi operasi 36.544 rad/s. Pada jumlah *piezoelectric* 4000 buah didapatkan persentase reduksi yang sangat signifikan sebesar 99.85% dan daya bangkitan *piezoelectric* sebesar 5.18×10^{-6} watt.

Kata Kunci : *Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber (CPDVA), Energy Harvester, Frekuensi, Jumlah Piezoelectric, Amplitudo, Translasi.*

**MODELING AND ANALYSIS OF CANTILEVER
PIEZOELECTRIC DOUBLE VIBRATION ABSORBER
(CPDVA) AS TRANSATIONAL VIBRATION REDUCER
AND ELECTRICAL ENERGY HARVESTER**

Nama Mahasiswa : Rahmat Bambang Wahyuari
NRP : 2113100022
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.

ABSTRACT

Dynamic Vibration *Absorber* (DVA) is one method to reduce excessive vibration in the phenomenon of resonance by adding the mass of *absorber*, spring, and *dampner* on the vibrating mass system. However, the vibration energy in the *absorber* mass is wasted away, whereas the energy can be utilized into electrical energy. One of the tranducers that can turn the vibrating energy into electrical energy is the piezoelectric *cantilever*. To reduce the main vibrating system and to utilize wasted vibrations into electrical energy, it is necessary to use a combination of DVA and piezoelectric *cantilever* called *Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber* (CPDVA).

In this study designed the modeling mechanism of CPDVA that can reduce vibration and generate electricity on a laboratory scale using the MATLAB Simulink. This mechanism consists of a main system with 7 kg main mass which is supported by four springs with the same constant value of 2300.5 N/m and four *dampners* with the same constant value of 0.925 N.s/m. It is very useful to get vibrations that have translational direction.

The vibration source of the simulator is an excitation force of the motor's eccentric amplitudes connected to the spring and the booster *dampner* with a constant value of 146 N/m and 1.8 N.s/m respectively. This research emphasizes CPDVA analysis that can reduce the vibration of the main system translation and produce electric power with variation of motor rotation frequency equal to

31.056 rad/s, 36.544 rad/s, and 46.735 rad/s. The variation of the motor's eccentric amplitudes is 0.02 m, 0.03 m and 0.04 m, while the piezoelectric variation is 500 pieces, 750 pieces, and 1000 pieces.

From the simulation results obtained the characteristic CPDVA. The first is the largest reduction value at 36.544 rad/s operating frequency that is equal to 97.4%. The second is the largest power generation value at 31,056 rad/s operating frequency that is equal to 5.752×10^{-5} watt. The variation of excitation amplitude does not affect the reduction percentage. However, the generated power harvested increases as the amplitude increases. The largest power generation occurs at 0.04 m amplitude that is equal to 6.147×10^{-6} watt simulated at 36.544 rad/s operating frequency.

The CPDVA characteristic on piezoelectric variation has the optimum percentage of reduction and power generation when 4000 pieces of piezoelectric simulated on motor's eccentric amplitude of 0.02 m and operating frequency of 36.544 rad/s. In the amount of 4000 pieces piezoelectrics obtain a very significant reduction percentage of 99.85% and piezoelectric power generation of 5.18×10^{-6} watt.

Keywords : *Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber (CPDVA), Energy Harvester, Frequency, Piezoelectric Ammount, Amplitude, Translation.*

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan anugerah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul **“Pemodelan dan Analisis Mekanisme Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber (CPDVA) Sebagai Peredam Getaran Translasi dan Penghasil Energi Listrik”**.

Buku tugas akhir ini disusun dengan harapan dapat memberikan manfaat sesuai dengan penelitian ini. Selain itu, penulis berharap dapat memberikan kontribusi positif bagi kampus Teknik Mesin ITS. Penulisan laporan tugas akhir ini dimaksudkan sebagai syarat kelulusan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik bidang studi desain jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam perancangan, pengerjaan, dan penyusunan tugas akhir ini, penulis banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak. Penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. selaku dosen pembimbing penulis yang telah memberi ide, nasihat dan arahan sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan tepat waktu.
2. Orang tua penulis Bapak Didik Bambang Setyadi dan Ibu Nunung Wahyu Ningsih yang telah memberikan dukungan moral, spiritual, dan material serta senantiasa memberikan doa demi kelancaran dan kemudahan penulis dalam mengerjakan tugas akhir.
3. Kedua saudara kandung serta seluruh keluarga besar yang telah memberikan dukungan yang besar baik secara langsung maupun secara implisit.
4. Pihak-pihak lain yang tidak bisa penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih memiliki banyak kekurangan. Sehingga, penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari pembaca untuk perbaikan ke depannya.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Tinjauan Pustaka.....	5
2.2 Dasar Teori <i>Base Excitation</i>	12
2.3 <i>Vibration of Multi DoF System</i>	14
2.4 <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	15
2.4.1 <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i>	18
2.5 <i>Piezoelectric Cantilever</i>	20
2.5.1 <i>Material Piezoelectric</i>	20
2.5.2 Analisis mekanik <i>cantilever piezoelectric</i>	22
2.5.3 <i>Susunan Piezoelectric</i>	24
BAB III METODE PENELITIAN.....	27
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	27
3.2 Penjelasan Diagram Alir Penelitian.....	28
3.2.1 Studi Literatur.....	28
3.2.2 Identifikasi Masalah	28
3.2.3 Perancangan Mekanisme	28
3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis.....	30

3.2.5	Penurunan Persamaan Sistem Elektrik.....	32
3.2.6	Penurunan Persamaan Sistem Mekanik	34
3.2.7	Pemodelan Simulasi Simulink Matlab	37
3.2.8	Simulasi.....	37
3.2.9	Analisis Hasil	38
3.2.10	Kesimpulan	38
3.3	Penentuan Parameter Penelitian	39
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN		41
4.1	Perancangan Sistem Utama	41
4.2	Perancangan Mekanisme CPDVA	41
4.3	Pemodelan Sistem Utama Tanpa CPDVA	42
4.4	Pemodelan Sistem Utama dengan CPDVA.....	44
4.4.1	Perhitungan Frekuensi Natural.....	46
4.5	Pemodelan Simulasi	50
4.5.1	Pemodelan Simulasi Variasi Frekuensi.....	51
4.5.2	Pemodelan Simulasi Variasi Amplitudo	63
4.5.3	Pemodelan Simulasi Variasi <i>Piezoelectric</i>	72
4.6	Normalisasi.....	77
4.7	Perbandingan Simulasi dengan Eksperimen	78
4.7.1	Perbandingan Reduksi.....	78
4.7.2	Perbandingan Voltase.....	79
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		83
5.1	Kesimpulan.....	83
5.2	Saran.....	84
LAMPIRAN 1 : Tabel Reduksi dan Daya dengan Variasi Frekuensi Operasi		87
LAMPIRAN 2 : Tabel Arus, Voltase, dan Daya dengan Variasi Frekuensi Operasi.....		88
LAMPIRAN 3 : Tabel Respon <i>Piezoelectric</i> dan Voltase dengan Variasi Frekuensi Operasi		89
BIODATA PENULIS		91

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Mesin <i>milling</i> [3]	2
Gambar 2.1 (a) Pemodelan sistem utama, (b) Pemodelan sistem SDVA, (c) Pemodelan sistem DDVA [4]	5
Gambar 2.2 (a) Grafik respon RMS <i>displacement</i> non-DVA, (b) Grafik respon RMS <i>displacement</i> SDVA, (c) Grafik respon RMS <i>displacement</i> SDVA.....	7
Gambar 2.3 Model penelitian <i>piezoelectric</i> pada <i>cantilever beam</i> [5]	8
Gambar 2.4 Hasil simulasi perbandingan frekuensi getar [5]	8
Gambar 2.5 (a) Peralatan yang digunakan dalam eksperimen (b) Diagram skema eksperimen [6].....	9
Gambar 2.6 Perbandingan <i>load voltage</i> [6].....	9
Gambar 2.7 Model analisis dari (a) sistem utama sebagai simulator getaran dan (b) CPVA.....	10
Gambar 2.8 Grafik respon massa utama dengan variasi jumlah <i>piezoelectric</i>	11
Gambar 2.9 Grafik daya bangkitan listrik dengan variasi jumlah <i>piezoelectric</i>	11
Gambar 2.10 <i>Base excitation</i> [1].....	12
Gambar 2.11 Grafik hubungan (a) <i>amplitudo ratio</i> dengan <i>frequency ratio</i> , (b) <i>phase angle</i> dengan <i>frequency ratio</i> [1]	14
Gambar 2.12 Sistem <i>undamped</i> multi Dof [1]	14
Gambar 2.13 <i>Undamped dynamic vibration absorber</i> [1]	15
Gambar 2.14 Pengaruh dari <i>undamped vibration absorber</i> terhadap respon pada sistem utama [1]	17
Gambar 2.15 <i>Damped dynamic vibration absorber</i> [1]	18
Gambar 2.16 Respon dari efek <i>damped vibration absorber</i> [1]..	20
Gambar 2.17 Struktur <i>cantilever</i> dengan perpindahan z pada sumbu 3 menjadi defleksi ϵ pada sumbu 1 [8]	20
Gambar 2.18 <i>Piezo</i> material pada mode 31 [8]	22
Gambar 2.19 Model pemanen energi kinetik menggunakan <i>cantilever piezoelectric</i> . [8].....	23

Gambar 2.20 Rangkaian listrik pemanen energi kinetik [8].....	24
Gambar 2.21 Susunan paralel material <i>piezoelectric</i> [10].....	25
Gambar 2.22 Konstanta pegas disusun paralel [10]	25
Gambar 2.23 <i>Piezoelectric</i> disusun secara seri [10].....	26
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian	27
Gambar 3.2 Rancangan sistem utama (a) tampak miring dan (b) tampak depan.....	29
Gambar 3.3 Rancangan sistem CPDVA.....	30
Gambar 3.4 Pemodelan dinamis sistem utama tanpa CPDVA....	31
Gambar 3.5 Pemodelan dinamis sistem utama tanpa CPDVA....	31
Gambar 3.6 Diagram sirkuit elektromagnetik <i>cantilever</i> <i>piezoelectric</i>	32
Gambar 3.7 <i>free body diagram</i> sistem utama tanpa CPDVA.....	34
Gambar 3.8 <i>free body diagram</i> sistem utama dengan CPDVA...	35
Gambar 3.9 Ilustrasi blok diagram simulasi simulink MATLAB	37
Gambar 4.1 Rancangan sistem utama (a) tampak miring dan (b) tampak depan.....	41
Gambar 4.2 Rancangan sistem CPDVA.....	42
Gambar 4.3 <i>free body diagram</i> sistem utama tanpa CPDVA.....	43
Gambar 4.4 <i>free body diagram</i> sistem utama dengan CPDVA...	44
Gambar 4.5 Grafik frekuensi natural sistem dengan CPDVA terhadap jumlah <i>piezoelectric</i>	50
Gambar 4.6 Bode diagram massa utama dengan variasi frekuensi operasi	51
Gambar 4.7 Grafik respon perpindahan massa utama terhadap variasi frekuensi operasi.....	52
Gambar 4.8 Grafik respon perpindahan massa utama dengan CPDVA terhadap variasi frekuensi operasi.....	53
Gambar 4.9 Grafik perbandingan respon perpindahan massa utama terhadap variasi frekuensi operasi	54
Gambar 4.10 Presentase reduksi terhadap variasi frekuensi operasi	56
Gambar 4.11 Grafik respon voltase <i>piezoelectric</i> terhadap variasi frekuensi operasi.....	57

Gambar 4.12	Grafik respon perpindahan <i>piezoelectric</i> terhadap variasi frekuensi operasi.....	58
Gambar 4.13	Grafik RMS voltase dan respon <i>piezoelectric</i> terhadap frekuensi operasi.....	59
Gambar 4.14	Grafik respon daya <i>piezoelectric</i> terhadap variasi frekuensi operasi	59
Gambar 4.15	Grafik RMS voltase dan daya terhadap frekuensi operasi	60
Gambar 4.16	Grafik RMS voltase dan arus listrik terhadap frekuensi operasi	61
Gambar 4.17	Grafik reduksi dan daya terhadap frekuensi operasi	62
Gambar 4.18	Flow energi getaran pada sistem CPDVA	63
Gambar 4.19	Bode diagram massa utama dengan variasi amplitudo	63
Gambar 4.20	Grafik respon perpindahan massa utama terhadap variasi amplitudo.....	64
Gambar 4.21	Bode diagram massa utama dengan variasi amplitudo	65
Gambar 4.22	Grafik respon perpindahan massa utama terhadap variasi amplitudo.....	65
Gambar 4.23	Grafik perbandingan respon perpindahan massa utama terhadap variasi amplitudo	67
Gambar 4.24	Grafik RMS Respon Tanpa CPDVA, dengan CPDVA, Reduksi Getaran variasi amplitudo dan frekuensi.....	68
Gambar 4.25	Grafik respon voltase <i>piezoelectric</i> terhadap variasi amplitudo.....	69
Gambar 4.26	Grafik respon daya <i>piezoelectric</i> terhadap variasi amplitudo.....	70
Gambar 4.27	Grafik RMS Respon Voltase, Arus Listrik, dan Daya Bangkitan dengan variasi Amplitudo dan Frekuensi.	72
Gambar 4.28	Bode diagram massa utama dengan variasi jumlah <i>piezoelectric</i>	72

Gambar 4.29	Grafik perbandingan respon perpindahan massa utama terhadap variasi jumlah <i>piezoelectric</i>	73
Gambar 4.30	Grafik respon voltase <i>piezoelectric</i> terhadap variasi jumlah <i>piezoelectric</i>	74
Gambar 4.31	Grafik respon daya <i>piezoelectric</i> terhadap variasi jumlah <i>piezoelectric</i>	75
Gambar 4.32	Grafik RMS reduksi dan daya terhadap jumlah <i>piezoelectric</i>	76
Gambar 4.33	Normalisasi CPDVA	77
Gambar 4.34	Grafik perbandingan RMS reduksi percepatan sistem CPDVA hasil simulasi dan eksperimen	78
Gambar 4.35	Grafik perbandingan voltase <i>piezoelectric</i> hasil simulasi dan eksperimen	80

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Data teknis beberapa jenis material <i>cantilever piezoelectric</i> [9]	21
Tabel 3.1 Parameter Sistem Utama	39
Tabel 3.2 Parameter CPDVA	40
Tabel 3.3 Parameter <i>Cantilever Piezoelectric</i>	40
Tabel 4.1 Perbandingan frekuensi natural tanpa CPDVA dan dengan CPDVA	50
Tabel 4.2 presentase reduksi terhadap variasi frekuensi	56
Tabel 4.3 RMS Respon Tanpa CPDVA, dengan CPDVA, Reduksi Getaran dengan variasi amplitudo dan frekuensi....	68
Tabel 4.4 RMS Respon Voltase, Arus Listrik, dan Daya Bangkitan dengan variasi Amplitudo dan Frekuensi.	71
Tabel 4.5 Reduksi respon percepatan variasi amplitudo hasil simulasi dan eksperimen.....	78
Tabel 4.6 <i>Error</i> reduksi variasi amplitudo	79
Tabel 4.7 Voltase <i>piezoelectric</i> variasi frekuensi hasil simulasi dan eksperimen	79
Tabel 4.6 <i>Error</i> reduksi variasi frekuensi operasi	81

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

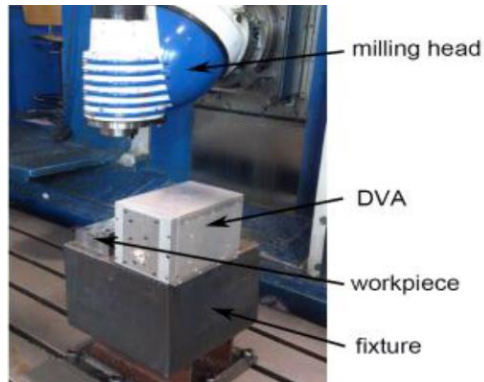
BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada umumnya mesin industri yang sedang beroperasi dapat mengalami getaran translasi salah satunya pada mesin *milling*. Hal ini disebabkan oleh beberapa faktor, yaitu ketidakseimbangan (*unbalance*), eksentrisitas (*eccentricity*), gesekan (*rubbing*) dan sebagainya [1]. Namun, terdapat salah satu penyebab getaran yang memiliki dampak getaran berlebih yaitu fenomena resonansi dimana frekuensi operasi sama dengan frekuensi naturalnya. Getaran yang berlebih dapat mengurangi kinerja mesin, merusak mesin maupun pondasi mesin tersebut, dan dapat menimbulkan fenomena *chatter* pada mesin *milling*. Terdapat beberapa cara untuk mengurangi fenomena resonansi, yaitu dengan penggunaan sistem peredam getaran, salah satunya *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang dapat diilustrasikan pada gambar 1.1. Prinsip kerja dari metode DVA yaitu penambahan massa *absorber*, pegas dan *dampner* pada sistem yang bergetar atau sistem utama. Metode ini dapat mereduksi getaran pada sistem utama dengan cara menghasilkan getaran yang memiliki arah getar yang berlawanan dengan arah getar sistem utama. Setelah ditambahkan DVA, getaran pada massa sistem utama akan tereduksi sedangkan pada massa *absorber* akan tetap bergetar. Namun, energi getaran pada massa *absorber* terbuang begitu saja, padahal energi tersebut dapat dimanfaatkan menjadi energi listrik. Untuk itu, perlu penggunaan *transducer* yang dapat mengubah energi getaran menjadi energi listrik. *Transducer* yang digunakan dapat berupa *electrostatic*, *electromagnetic*, dan *piezoelectric* [2]. Dalam beberapa literatur, *piezoelectric* sering digunakan untuk memanfaatkan energi getaran menjadi energi listrik karena sistem ini memiliki densitas yang cukup tinggi. Salah satu jenis *piezoelectric* yang dapat menghasilkan daya listrik paling besar adalah *cantilever piezoelectric*. Prinsip kerja dari *cantilever piezoelectric* adalah

menggunakan material keramik atau kristal yang mampu mengubah tekanan atau regangan menjadi energi listrik.



Gambar 1.1 Mesin *milling* [3]

Dari latarbelakang tersebut, penelitian ini membahas mengenai kombinasi sistem peredam getaran berlebih menggunakan DVA dengan sistem pemanfaatan energi getar yang terbuang menggunakan *cantilever piezoelectric* atau dapat disebut *Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber* (CPDVA). Mekanisme CPDVA terdiri dari massa *absorber*, pegas, *damper*, dan *piezoelectric* yang digunakan untuk meredam dan memanen energi getaran pada sistem utama. Penelitian ini dilakukan dalam skala laboratorium, sehingga untuk menggambarkan getaran mesin, dirancang simulator getaran yang terdiri dari plat almunium sebagai massa utama yang ditopang dengan empat pegas dan *damper*. Masing-masing pegas dan *damper* tersebut memiliki nilai konstanta yang sama. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan getaran yang memiliki arah translasi. Sumber getar dari simulator berupa gaya eksitasi dari amplitudo eksentrik motor. Dari rancangan simulator tersebut diharapkan dapat mensimulasikan getaran mesin yang sebenarnya atau dengan cara menormalisasi parameter massa, konstanta pegas dan *damper*, sehingga didapat rancangan CPDVA yang sesuai dengan kondisi yang sebenarnya.

Prinsip kerja keseluruhan sistem diawali dari getaran pada sistem utama akibat dari gaya eksitasi motor. Selanjutnya getaran pada sistem utama tersebut direduksi oleh massa *absorber* yang dihubungkan dengan pegas dan *damper*. Getaran dari massa *absorber* tersebut dimanfaatkan menjadi energi listrik menggunakan *cantilever piezoelectric*. Sehingga pada penelitian ini dilakukan analisis mengenai pengaruh dari variasi jumlah *cantilever piezoelectric*, amplitudo eksentrik, dan frekuensi operasi motor terhadap besarnya tegangan listrik, arus listrik dan reduksi getaran pada sistem utama. Dari analisis tersebut akan didapatkan kesimpulan mengenai reduksi getaran dan daya listrik yang dihasilkan dari metode CPDVA.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, rumusan masalah dari penelitian ini sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang pemodelan simulator getaran yang memiliki arah gerak translasi dan dapat menghasilkan variasi frekuensi dan amplitudo getaran?
2. Bagaimana merancang pemodelan sistem CPDVA menggunakan massa *absorber* dan *cantilever piezoelectric* sehingga dapat mereduksi getaran pada massa utama dan dapat menghasilkan daya yang optimal?
3. Bagaimana pengaruh variasi jumlah *cantilever piezoelectric*, amplitudo, dan frekuensi getaran terhadap reduksi getaran pada massa utama dan daya bangkitan?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini sebagai berikut:

1. Membuat rancang pemodelan simulator getaran yang memiliki arah gerak translasi dan dapat menghasilkan variasi frekuensi dan amplitudo getaran.
2. Membuat rancang pemodelan sistem CPDVA menggunakan massa *absorber* dan *cantilever piezoelectric*

sehingga dapat mereduksi getaran pada massa utama dan dapat menghasilkan daya yang optimal.

3. Mengetahui pengaruh variasi jumlah *cantilever piezoelectric*, amplitudo dan frekuensi getaran terhadap reduksi getaran pada massa utama dan besarnya daya bangkitan.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dari ruang lingkup penelitian ini sebagai berikut:

1. Penelitian yang dilakukan dalam skala laboratorium.
2. Gaya eksitasi oleh motor pada sistem utama berupa sinusoidal.
3. Sumber getar hanya disebabkan oleh motor.
4. Pengamatan pada sistem utama berupa gerakan vertikal.
5. Semua koefisien pegas pada sistem utama dan CPDVA dikondisikan linier
6. Massa pegas pada sistem utama dan CPDVA diabaikan.
7. *Cantilever piezoelectric* menggunakan material *Lead Zirconate Titanate* (PZT).

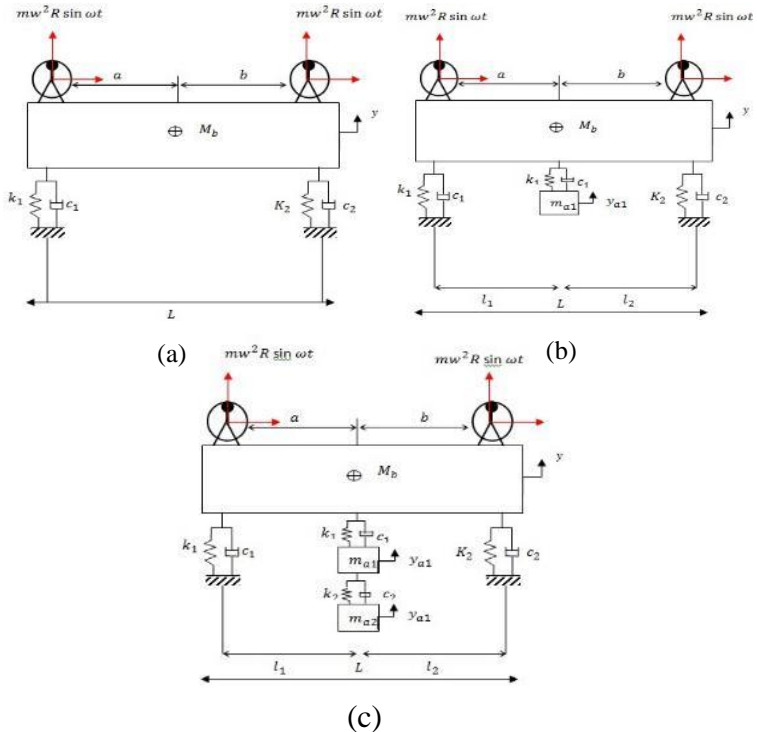
1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diperoleh dari penelitian ini sebagai berikut:

1. Sebagai inovasi dalam bidang energi terbarukan khususnya energi yang berasal dari getaran.
2. Sebagai literatur dan referensi bagi penelitian *Dynamic Vibration Absorber* dengan energi bangkitan.
3. Energi listrik yang dihasilkan dapat digunakan untuk kehidupan sehari-hari.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Tinjauan Pustaka



Gambar 2.1 (a) Pemodelan sistem utama, (b) Pemodelan sistem SDVA, (c) Pemodelan sistem DDVA [4]

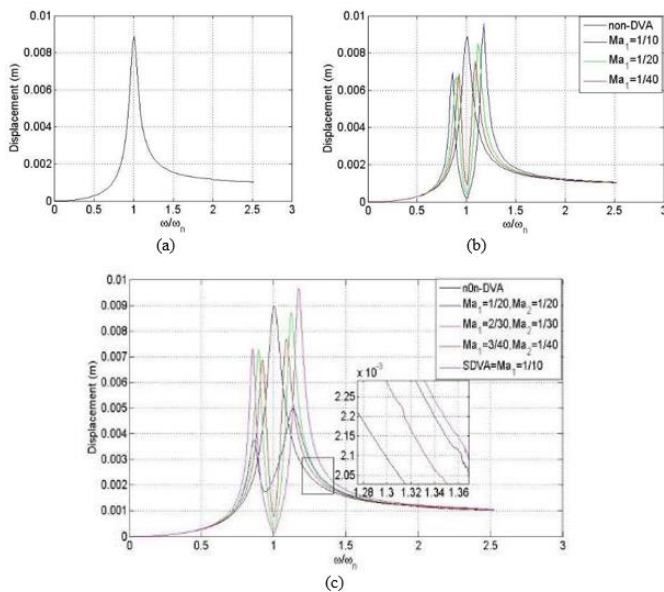
Pada tahun 2013 Aini Lostari [4] melakukan penelitian yang berhubungan dengan CPDVA yaitu membandingkan pengaruh penambahan SDVA (*Single Dynamic Vibration Absorber*) dan DDVA (*Dual Dynamic Vibration Absorber*) tersusun seri terhadap respon getaran translasi pada sistem utama yang bergetar. Sistem

utama pada penelitian ini menggunakan balok *beam* (M_b) sebagai massa utama dan dihubungkan dengan batang *cantilever* sebagai pegas dan peredam. Sumber getar dari massa utama didapatkan dari gaya eksitasi akibat massa *unbalance* dari motor yang berputar. Pemodelan matematis pada sistem utama menggunakan satu derajat kebebasan yang dapat dilihat pada gambar Gambar 2.1 (a). Sebagai peredam getaran dari massa utama, maka ditambahkan sistem SDVA atau DDVA yang disusun seri sebesar (M_{a1} dan M_{a2}). Pemodelan matematis Single DVA menggunakan dua derajat kebebasan dan Dual DVA tersusun seri menggunakan tiga derajat kebebasan yang diilustrasikan pada Gambar 2.1 (b) dan Gambar 2.1 (c).

Dari *prototype* DVA yang ada, kemudian dilakukan model persamaan matematika dan blok simulasi. Pada proses simulasi didapatkan respon getaran akibat gaya eksitasi. Respon getaran tersebut berupa RMS *displacement* yang dihasilkan oleh sistem. Eksitasi yang digunakan pada pemodelan time respon adalah eksitasi periodik dengan beda fase 0° . Frekuensi eksitasinya bervariasi pada 0 Hz sampai 30 Hz dan juga divariasikan massa *absorber* yaitu 1/10, 1/20, dan 1/40.

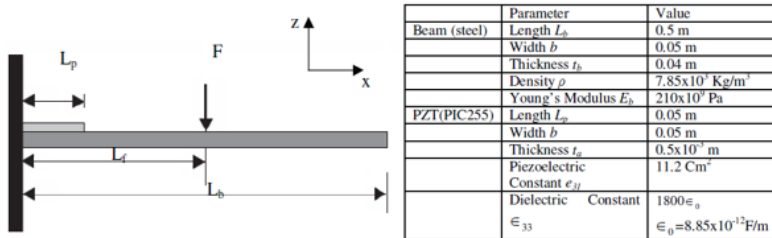
Terlihat pada Gambar 2.2 (a) bahwa sistem non-DVA menghasilkan getaran yang berlebih pada rasio frekuensi sama dengan 1, RMS *displacement* sebesar 0.008291 m. Dalam kondisi rasio frekuensi ini sistem mengalami resonansi. Pada Gambar 2.2 (b) sistem SDVA dengan massa *absorber* 1/10, 1/20 dan 1/40 menghasilkan getaran pada rasio frekuensi sama dengan 1, namun masing-masing massa *absorber* RMS *displacement* yang dihasilkan sebesar 0.0001206 m, 0.0002436 m, dan 0.0007506 m, hal ini menunjukkan semakin besar massa *absorber* maka gaya inersia juga semakin besar. Selain itu, hasil simulasi, pemberian massa *absorber* pada pusat massa sistem utama berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dan *displacement* menjadi dua buah. Pada Gambar 2.2 (c) sistem DDVA dengan massa *absorber* $M_{a1}=1/20$ dan $M_{a2}=1/20$, $M_{a1}=2/30$ dan $M_{a2}=1/30$, dan $M_{a1}=3/40$ dan $M_{a2}=1/40$ menghasilkan getaran pada rasio

frekuensi sama dengan 1, namun masing-masing massa *absorber* RMS *displacement* yang dihasilkan sebesar 0.001484 m, 0.002691 m, dan 0.001343 m. Hal ini terlihat bahwa semakin besar massa maka RMS *displacement* semakin kecil, sehingga mampu mereduksi getaran berlebih. Selain itu, hasil simulasi, pemberian massa *absorber* pada pusat massa sistem utama berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dan *displacement* menjadi tiga buah.



Gambar 2.2 (a) Grafik respon RMS *displacement* non-DVA, (b) Grafik respon RMS *displacement* SDVA, (c) Grafik respon RMS *displacement* SDVA.

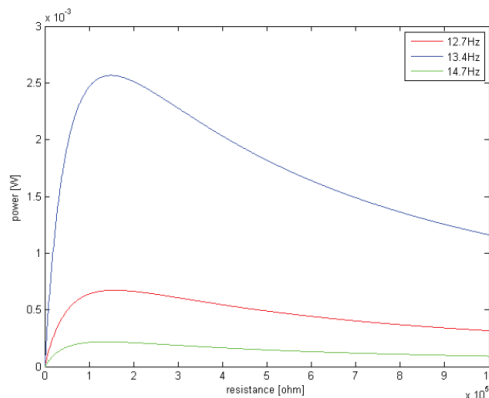
Pada tahun 2010 Andreza Tangerangino Mineto melakukan penelitian yang berhubungan dengan *Piezoelectric* pada *cantilever beam* [5]. Pada penelitian tersebut dilakukan simulasi mengenai *piezoelectric* pada *catilever beam* yang dapat diilustrasikan pada Gambar 2.3



Gambar 2.3 Model penelitian *piezoelectric* pada *cantilever beam* [5]

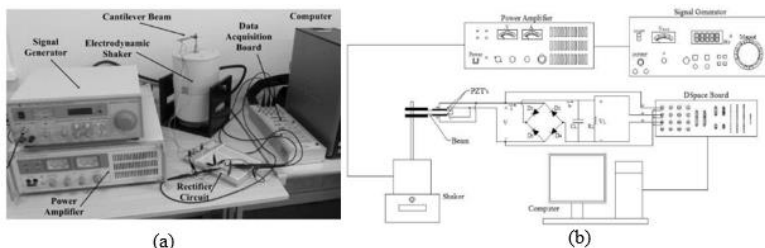
Untuk memproduksi daya listrik maksimum, elemen *piezoelectric* diterapkan pada struktur yang bergetar pada frekuensi alaminya. Dari perhitungan, *piezoelectric beam* memiliki frekuensi alami sebesar $\omega_1 = 13,4 \text{ Hz}$. Untuk membuktikan pernyataan tersebut dilakukan simulasi dengan variasi frekuensi getar sebesar 12,7 Hz, 13,4 Hz, dan 14,7 Hz.

Pada Gambar 2.4 menunjukkan bahwa grafik trenline tertinggi daya listrik pada frekuensi getar 13,4 Hz sebesar 2,6 mW sedangkan grafik trenline daya elektik pada frekuensi getar 12,7 Hz dan 14,7 Hz sebesar 0,67mW dan 0,22mW. Dari penelitian tersebut dalam disimpulkan bahwa *piezoelectric* dapat menghasilkan daya maksimum pada frekuensi getar alaminya.

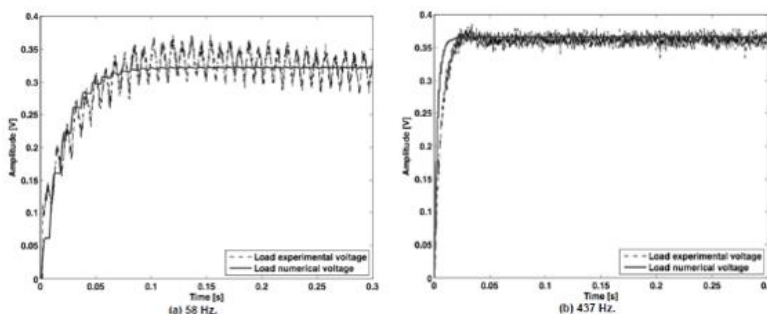


Gambar 2.4 Hasil simulasi perbandingan frekuensi getar [5]

Pada tahun 2012 Samuel da Silva melakukan penelitian yang berhubungan dengan *Cantilever piezoelectric* yaitu pengaruh variasi frekuensi eksitasi sumber getar terhadap energi bangkitan voltase pada sistem *Cantilever piezoelectric* [6]. Eksperimen dilakukan dengan menggunakan sebuah *modal shaker* sebagai sumber getar dengan ditambahkan sebuah *cantilever piezoelectric* dan peralatan pendukung seperti yang diilustrasikan pada Gambar 2.5. Frekuensi getar pada *shaker* divariasikan sebesar 58 Hz dan 437 Hz yang pada akhirnya akan mempengaruhi defleksi dan voltase pada *cantilever piezoelectric*.

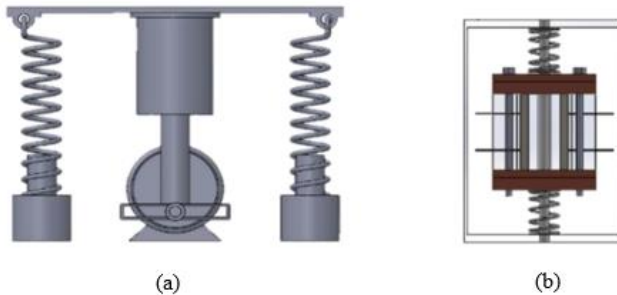


Gambar 2.5 (a) Peralatan yang digunakan dalam eksperimen
(b) Diagram skema eksperimen [6]



Gambar 2.6 Perbandingan *load voltage* [6]

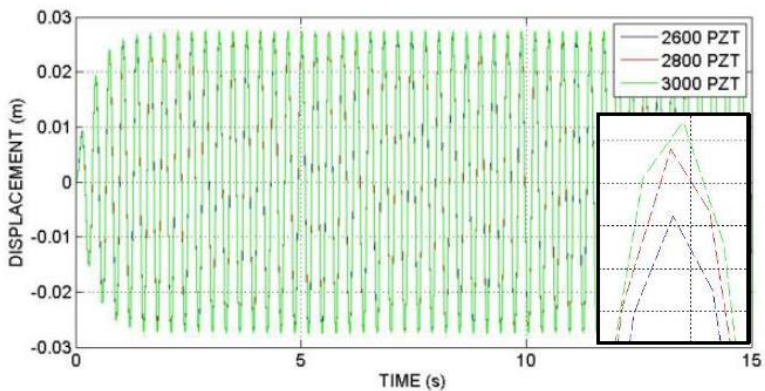
Pada Gambar 2.6 menunjukkan hasil simulasi dan eksperimen perbandingan *load voltage* terhadap waktu pada frekuensi getar 58 Hz dan 437 Hz. Dari grafik tersebut didapatkan hasil *load voltage* pada frekuensi 437 Hz lebih besar dibanding *load voltage* pada frekuensi 58 Hz. Hal ini dapat disimpulkan bahwa semakin besarnya frekuensi getar pada *cantilever piezoelectric* semakin besar pula voltase yang dihasilkan.



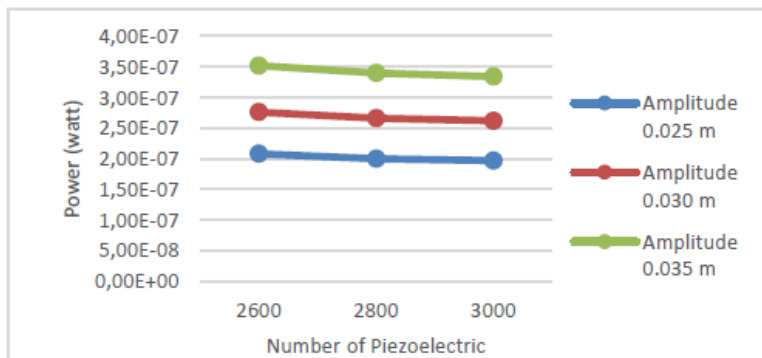
Gambar 2.7 Model analisis dari (a) sistem utama sebagai simulator getaran dan (b) CPVA

Pada tahun 2016 W. Rachma Effendy melakukan penelitian mengenai pemodelan sistem reduksi respon getaran sekaligus pemanen energi menggunakan mekanisme *Dynamic Vibration Absorber Metode Cantilever Piezoelectric* (CPVA) [7]. Penelitian tersebut bertujuan untuk mengetahui pengaruh dari variasi amplitudo sumber eksitasi, kecepatan putaran motor, jumlah *cantilever piezoelectric* terhadap reduksi getaran dari sistem dan energi bangkitan yang dihasilkan. Mekanisme keseluruhan rancangan dapat dilihat pada Gambar 2.7 Bermula ketika plat datar menerima gaya eksitasi dari pegas dibawahnya yang dihubungkan dengan massa eksentrik pada motor DC. Selanjutnya eksitasi dari massa utama tersebut akan diserap oleh massa *absorber* yang dihubungkan oleh pegas. Eksitasi dari massa *absorber* dimanfaatkan oleh *cantilever piezoelectric* dengan cara mengubah energi kinetik menjadi energi listrik. Simulasi pada penelitian ini

menggunakan *software* MATLAB dengan analisis variasi amplitudo sebesar 0.025 m, 0.030 m, 0.035 m dan variasi kecepatan putaran motor sebesar 20.61 rad/s (frekuensi natural), 22.05 rad/s (frekuensi panen), dan 25 rad/s (frekuensi lembah). Sedangkan variasi jumlah *cantilever piezoelectric* adalah sebesar 2600, 2800, dan 3000 buah.



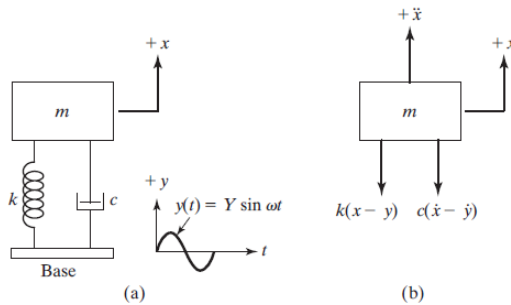
Gambar 2.8 Grafik respon massa utama dengan variasi jumlah *piezoelectric*



Gambar 2.9 Grafik daya bangkitan listrik dengan variasi jumlah *piezoelectric*

Dari penelitian tersebut, didapatkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 2.8. Dari grafik tersebut didapatkan kesimpulan bahwa semakin besar jumlah *piezoelectric* yang digunakan, menyebabkan perpindahan yang terjadi pada massa utama juga semakin besar, sehingga persentase reduksi perpindahan massa utama semakin turun. Sedangkan pada grafik yang ditunjukkan Gambar 2.9, dapat disimpulkan bahwa bertambahnya jumlah *piezoelectric* yang digunakan menyebabkan perpindahan massa *absorber* dan massa *piezoelectric* semakin kecil. Hal ini menyebabkan voltase dan daya bangkitan dari CPVA juga bertambah kecil. Dari grafik tersebut juga didapat kesimpulan mengenai variasi amplitudo, di mana semakin besar amplitudo eksitasi menyebabkan perpindahan yang terjadi pada massa utama, massa *absorber*, dan massa *piezoelectric* juga semakin besar. Hal ini menyebabkan voltase dan daya bangkitan dari CPVA semakin bertambah. Akan tetapi persentase reduksi perpindahan massa utama memiliki nilai yang konstan.

2.2 Dasar Teori Base Excitation



Gambar 2.10 Base excitation [1]

Sistem yang bergetar pada suatu massa akibat pergerakan harmonik dari *base* sebuah pegas dapat disebut dengan *Base Excitation* yang dapat dimodelkan seperti Gambar 2.10. Dimana pada Gambar 2.10 (a), $y(t)$ merupakan simpangan dari *base* dan

$x(t)$ merupakan simpangan dari massa pada posisi *static equilibrium* dengan waktu t . Maka total simpangan dari pegas adalah $x - y$ dan kecepatan relatif dari *damper* adalah $\dot{x} - \dot{y}$. Dari diagram bebas yang ditunjukkan pada Gambar 2.10 (b) didapatkan persamaan gerak (2.1).

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.1)$$

Jika $y(t) = Y\sin\omega t$ persamaan (2.1) menjadi

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= c\dot{y} + ky = kY\sin\omega t + c\omega Y\cos\omega t \\ &= A\sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Dimana $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$ dan $\alpha = \tan^{-1}\left[-\frac{c\omega}{k}\right]$, maka respon dari massa, $x_p(t)$ menjadi

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.3)$$

Dimana,

$$\phi_1 = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}\right) \quad (2.4)$$

Menggunakan identitas trigonometri persamaan dapat ditulis sebagai berikut:

$$x_p(t) = X\sin(\omega t - \phi) \quad (2.5)$$

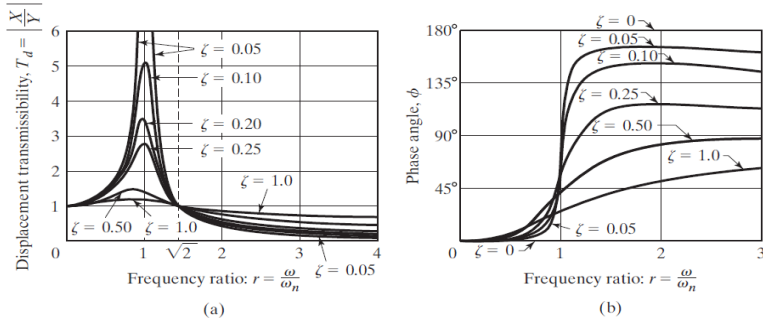
Dimana nilai X dan ϕ didapat dari

$$\frac{X}{Y} = \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

dan

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{m\omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2}\right)$$

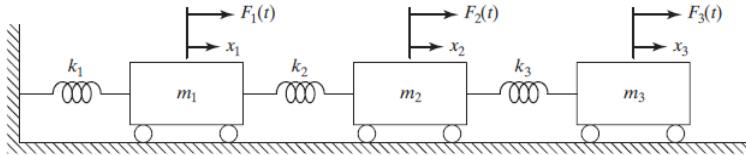
Dimana $\frac{X}{Y}$ adalah *displacement transmissibility*. Grafik hubungan *displacement transmissibility* dan sudut fase dengan rasio frekuensi pada sistem *base motion vibration* dapat dilihat pada Gambar 2.11.



Gambar 2.11 Grafik hubungan (a) *amplitudo ratio* dengan *frequency ratio*, (b) *phase angle* dengan *frequency ratio* [1]

2.3 Vibration of Multi DoF System

Multi degree of Freedom (MDoF) membutuhkan dua atau lebih koordinat untuk menggambarkan gerakannya. Secara sederhana getaran MDoF dapat digambarkan sebagai sistem dengan massa dan pegas yang bergerak akibat adanya gaya F yang dapat dilihat pada gambar 2.12 sebagai berikut:



Gambar 2.12 Sistem *undamped* multi Dof [1]

Dari aplikasi hukum newton pada Gambar 2.12 didapatkan matriks persamaan gerak (2.6) sistem MDoF sebagai berikut:

$$[m]\ddot{\bar{x}} + [k]\bar{x} = \bar{F} \quad (2.6)$$

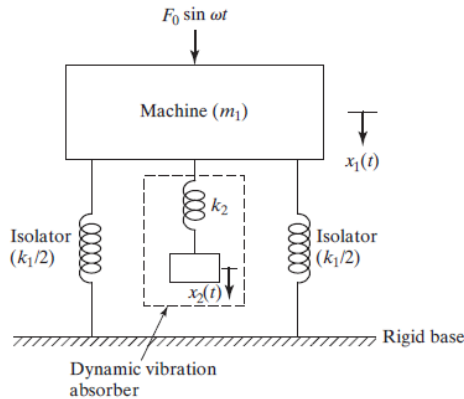
dimana,

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}, \quad [k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}, \quad \bar{F} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix}$$

Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.7)$$

2.4 Dynamic Vibration Absorber



Gambar 2.13 Undamped dynamic vibration absorber [1]

Dynamic Vibration absorber (DVA) didasarkan pada konsep menambahkan massa sekunder pada sistem utama yang bergetar sehingga massa sekunder menghantarkan energi dan dengan demikian mengurangi amplitudo getaran dari sistem utama. Secara sederhana sistem DVA dapat dimodelkan dengan penambahan massa *absorber* yang terhubung dengan pegas pada massa utama yang bergetar seperti pada Gambar 2.13. Berdasarkan Gambar 2.13 didapatkan persamaan gerak pada massa 1 (2.8) dan massa 2 (2.9) sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.8)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.9)$$

Dengan asumsi penyelesaian harmonik didapatkan persamaan (2.10)

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1, 2 \quad (2.10)$$

Sehingga didapatkan *steady state amplitude* dari massa 1 dan massa 2 sebagai berikut:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.11)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.12)$$

Hal yang paling penting dalam sistem DVA adalah untuk mereduksi amplitudo pada sistem utama (X_1). Untuk mendapatkan amplitudo pada massa utama sama dengan nol didapatkan persamaan (2.13) sebagai berikut:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.13)$$

Jika pada massa utama sebelum ditambahkan sistem DVA beroperasi pada resonansi, maka desain dari *absorber* sebagai berikut:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.14)$$

Ampitudo getaran pada massa utama akan menjadi nol jika pengoprasiannya pada frekuensi resonansi yang dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1} \right)^{1/2} \quad (2.15)$$

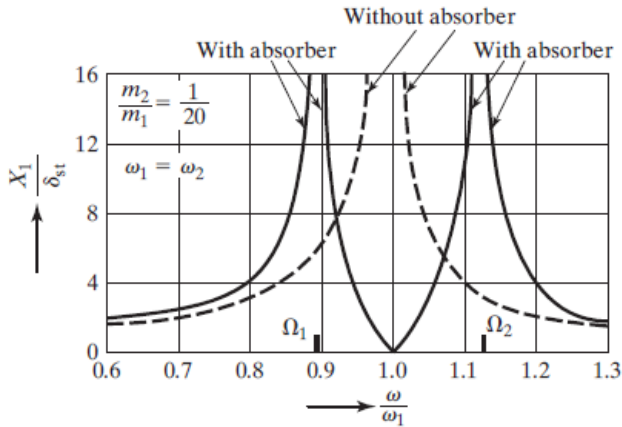
Sebagai frekuensi natural sistem utama, dan

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2} \right)^{1/2} \quad (2.16)$$

Sebagai frekuensi natural sistem DVA. Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.17)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.18)$$



Gambar 2.14 Pengaruh dari *undamped vibration absorber* terhadap respon pada sistem utama [1]

Pada Gambar 2.14 menunjukkan variasi amplitudo getaran massa utama (X_1/δ_{st}) dengan kecepatan sudut (ω/ω_1). Saat $X_1 = 0$ pada $\omega = \omega_1$ didapatkan

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2} \quad (2.19)$$

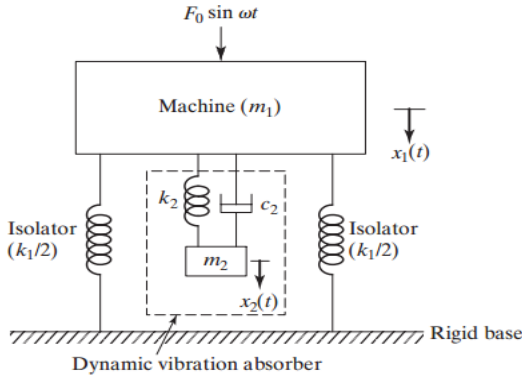
Hal ini menunjukkan bahwa pegas berlawanan dengan gaya eksitasi dan untuk mereduksi amplitudo massa utama hingga

mendekati nol. Sehingga didapatkan parameter dari sistem DVA sebagai berikut:

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.20)$$

2.4.1 Damped Dynamic Vibration Absorber

Dynamic Vibration Absorber berfungsi untuk menghilangkan puncak resonansi aslinya menjadi dua puncak baru. Amplitudo pada dua puncak baru memiliki nilai yang sangat besar sehingga perlu penambahan peredam untuk mereduksi amplitudo tersebut yang ditunjukkan pada Gambar 2.15.



Gambar 2.15 *Damped dynamic vibration absorber* [1]

Persamaan gerak dari dua massa yang ditunjukkan pada gambar 2.15 adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapat :

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t} \quad j = 1, 2 \quad (2.22)$$

Sehingga amplitudo *steady state* sebagai berikut :

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + ic_2\omega(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.23)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + ic_2\omega)}{(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)} \quad (2.24)$$

Nilai X_1 dan X_2 pada persamaan 2.23 dan 2.24 di atas dapat dinyatakan dalam :

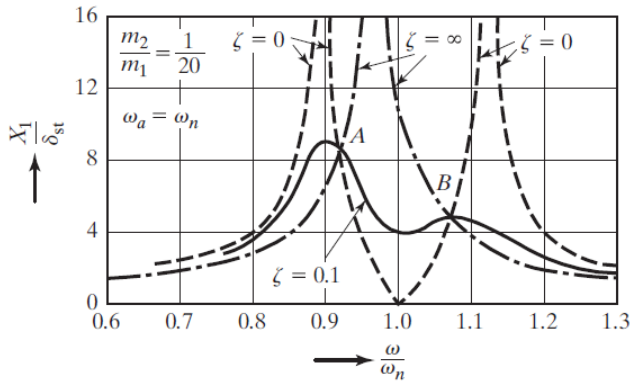
$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.25)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.26)$$

Dimana :

- $\mu = m_2/m_1 = \text{Mass ratio} = \text{Absorber mass} / \text{main mass}$
- $\delta_{st} = F_0/k_1 = \text{Static deflection of the system}$
- $\omega_a^2 = k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber}$
- $\omega_n^2 = k_1/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass}$
- $f = \omega_a / \omega_n = \text{Ratio of natural frequencies}$
- $g = \omega / \omega_n = \text{Forced frequency ratio}$
- $c = 2m\omega_n = \text{Critical damping constant}$
- $\zeta = c_2 / c_c = \text{Damping ratio}$

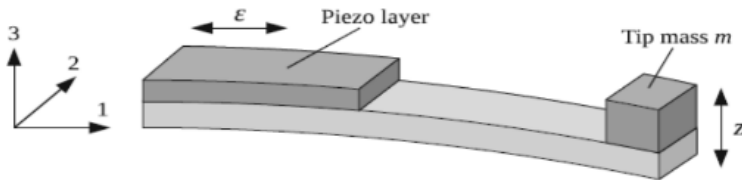
Pada Gambar 2.16 menunjukkan variasi amplitudo getaran massa utama (X_1/δ_{st}) pada persamaan 2.25 dengan kecepatan sudut (ω/ω_1). Hal ini menunjukkan amplitudo pada dua puncak akan tereduksi saat terdapat penambahan peredam.



Gambar 2.16 Respon dari efek *damped vibration absorber* [1]

2.5 Piezoelectric Cantilever

Material *cantilever piezoelectric* dapat dimodelkan sebagai pegas dengan bentuk *cantilever beam* yang dilengkapi dengan massa pada ujungnya. Defleksi yang terjadi adalah arah 3 atau searah dengan sumbu z, dan regangan yang terjadi adalah pada arah 1 atau pada arah sumbu x, sedangkan gaya yang diterima oleh *piezoelectric* adalah pada arah 3 atau pada arah sumbu z. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 2.17 berikut.



Gambar 2.17 Struktur *cantilever* dengan perpindahan z pada sumbu 3 menjadi defleksi ϵ pada sumbu 1 [8]

2.5.1 Material Piezoelectric

Piezoelectric terbuat dari kristal batuan, keramik, termasuk tulang dan polimer yang memiliki kemampuan untuk membangkitkan potensial listrik. Potensial listrik ini merupakan

respon dari tegangan yang diberikan pada material *piezoelectric* tersebut. Material *piezoelectric* dibagi menjadi 3 jenis yaitu:

- Kristal, seperti *Quartz* (SiO_2), *Gallium Orthophosphate* (GaPO_4)
- Keramik, seperti *Lead Zirconate Titanate* (PZT)
- Polimer, seperti *Polyvinylidene Difluoride* (PVDF)

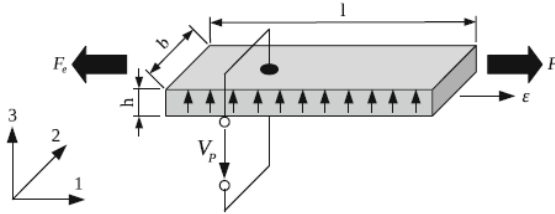
Efek *piezoelectric* terjadi saat medan listrik melewati material, molekul yang terpolarisasi akan menyesuaikan dengan medan listrik, dihasilkan *dipole* yang terinduksi dengan molekul atau struktur kristal materi. Penyesuaian molekul mengakibatkan material berubah dimensi.

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh material *piezoelectric* disebabkan oleh adanya muatan yang berbeda antar partikel dalam *piezoelectric*. Dan ketika material *piezoelectric* tersebut dikenai gaya eksternal atau mengalami defleksi, hal ini menyebabkan jarak antar partikel tersebut berubah. Perubahan jarak antar partikel tersebut menyebabkan beda tegangan yang disebut dengan *Pull-in Voltage*. Berikut data teknis *cantilever piezoelectric* pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Data teknis beberapa jenis material *cantilever piezoelectric* [9]

<i>Property</i>	<i>Units</i>	PVDF Film	PZT	BaTiO ₃
<i>Density</i>	10^3 kg/m^3	1.78	7.5	5.7
<i>Relative Permittivity</i>	ϵ/ϵ_0	12	1200	1700
d_{31} <i>Constant</i>	$(10^{-12}) \text{ C/N}$	23	110	78
g_{31} <i>Constant</i>	$(10^{-3}) \text{ Vm/N}$	216	10	5
k_{31} <i>Constant</i>	1 Khz	12	30	21
<i>Acoustic Impedance</i>	$(10^6) \text{ kg/m}^2\text{-sec}$	27	30	30

2.5.2 Analisis mekanik *cantilever piezoelectric*



Gambar 2.18 Piezo material pada mode 31 [8]

Asumsi *cantilever piezoelectric* dapat dilihat pada gambar 2.18. Saat diberikan gaya (F) dari luar mengakibatkan defleksi ε pada panjang l , sehingga didapatkan persamaan gerak untuk Gambar 2.18 sebagai berikut:

$$\begin{cases} F = k_p \varepsilon + \Gamma V_p \\ I = \Gamma \dot{\varepsilon} - C_p \dot{V}_p \end{cases} \quad (2.27)$$

pada persamaan 2.27, K_p menunjukkan nilai *stiffness* dari material *piezoelectric*, C_p adalah *piezoelectric capacitance* dan Γ merupakan *generalized electromechanical coupling factor (GEMC)*. Persamaan pertama 2.27 terdapat gaya (F) yang merupakan penggabungan dari gaya pegas $K_p \varepsilon$ yang tergantung pada nilai *stiffness* suatu material dan gaya coupling ΓV_p yang tergantung pada tegangan material *piezoelectric*. Karena keseimbangan gaya, gaya (F) dapat dianggap sebagai gaya pemulih (F_e) yang bekerja pada massa yang diilustrasikan pada gambar 2.19.

Susunan *cantilever* yang ditunjukkan pada Gambar 2.19 memiliki perpindahan z yang besar pada sumbu 3 sehingga menyebabkan defleksi ε yang kecil pada sumbu 1. Dari hal tersebut, persamaan 2.27 dapat ditulis menjadi :

$$\begin{cases} F_e = k_p z + \Gamma V_p \\ I = \Gamma \dot{z} - C_p \dot{V}_p \end{cases} \quad (2.28)$$

Dan persamaan pada Gambar 2.19 dapat ditulis menjadi

$$F = m\ddot{z} + d\dot{z} + kz + \Gamma \dot{V}_p \quad (2.29)$$

keterangan:

F = gaya eksitasi (N)

m = massa *piezoelectric* (kg)

d = *damping* dari *cantilever* beam (N.s/m)

$k = (k_p + k_s)$ konstanta pegas total (N/m)

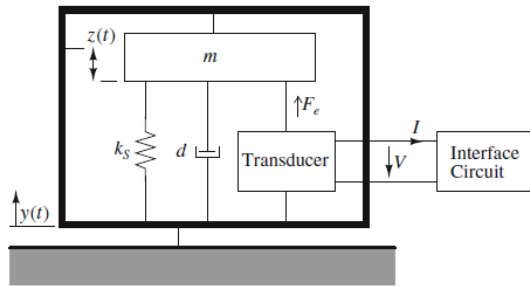
k_p = konstanta pegas *piezoelectric* (N/m)

k_s = konstanta pegas mekanik (N/m)

Γ = *coupling factor*

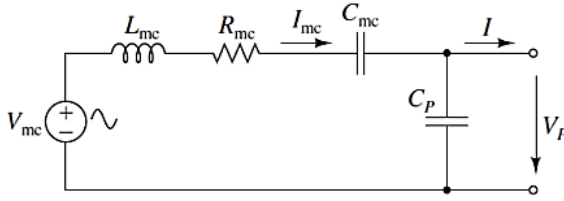
sehingga, sistem peredam massa pegas yang ditunjukkan pada Gambar 2.19 dapat dimodelkan oleh persamaan diferensial (2.30)

$$\begin{cases} F = m\ddot{z} + d\dot{z} + kz + \Gamma \dot{V}_p \\ I = \Gamma \dot{z} - C_p \dot{V}_p \end{cases} \quad (2.30)$$



Gambar 2.19 Model pemanen energi kinetik menggunakan *cantilever piezoelectric*. [8]

Dari Gambar 2.19 di atas maka didapatkan rangkaian listrik ekuivalen yang sesuai. Rangkaian listrik tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.20.



Gambar 2.20 Rangkaian listrik pemanen energi kinetik [8]

Persamaan rangkai listrik ekuivalen pada Gambar 2.20 di atas dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (2.31)$$

dengan:

$$V_{mc} = \frac{F}{\Gamma} \quad L_{mc} = \frac{M}{\Gamma^2} \quad R_{mc} = \frac{d_p}{\Gamma^2} \quad C_{mc} = \frac{\Gamma^2}{k_p} \quad \Gamma = \sqrt{k_{31} k_p C_p}$$

dimana :

F = Gaya lendutan dari eksitasi (N)

M = Massa (Kg)

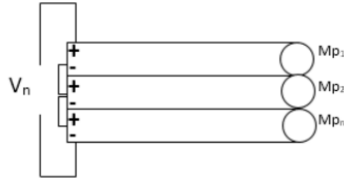
d_p = Konstanta *damping* ekuivalen *piezoelectric* (Ns/m)

k_p = Konstanta pegas ekuivalen *piezoelectric* (N/m)

C_p = Kapasitansi *piezoelectric* (Farad)

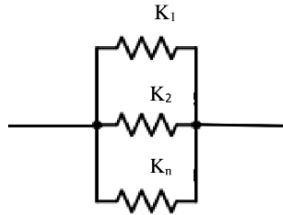
2.5.3 Susunan *Piezoelectric*

Piezoelectric dapat disusun secara seri dan paralel. Susunan dari *piezoelectric* ini dapat merubah sifat mekanik dan elektrik dari *piezoelectric* yang bergantung dari bentuk susunan dari *piezoelectric* tersebut. Susunan material *piezoelectric* secara paralel dapat dilihat pada Gambar 2.21



Gambar 2.21 Susunan paralel material *piezoelectric* [10]

Karena *piezoelectric* disusun secara paralel, maka konstanta pegas dari material *piezoelectric* juga akan disusun secara paralel seperti yang terlihat pada Gambar 2.22. Sehingga material *piezoelectric* yang disusun secara paralel akan memiliki sifat mekanik sebagai berikut:



Gambar 2.22 Konstanta pegas disusun paralel [10]

Untuk satu material *piezoelectric*

$$F_k = K \cdot x \quad (2.32)$$

Untuk *piezoelectric* yang disusun secara paralel dengan jumlah n

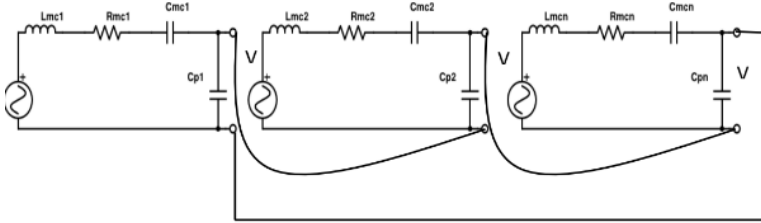
$$F_k = K_{eq} \cdot x \quad (2.33)$$

dengan: $K_{eq} = n \cdot K$

Untuk keseluruhan jumlah massa M_p dapat dirumuskan dengan:

$$\begin{aligned} M_{eq} &= M_1 + M_2 + \dots + M_n \\ \text{atau,} \\ M_{eq} &= n \cdot M \end{aligned} \quad (2.34)$$

Selanjutnya, tinjauan elektris untuk susunan material *piezoelectric* secara seri dapat dilihat seperti pada Gambar 2.23.



Gambar 2.23 *Piezoelectric* disusun secara seri [10]

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh *piezoelectric* jika disusun secara seri adalah

$$V_n = V_{p1} + V_{p2} + \dots + V_{pn} \quad (2.35)$$

Jika $V_{p1} = V_{p2} = V_{pn}$, maka:

$$V_n = n \cdot V_1 \quad (2.36)$$

Dan arus yang dihasilkan oleh *piezoelectric* jika disusun secara seri adalah:

$$I_n = I_1 = I_2 = \dots = I_n \quad (2.37)$$

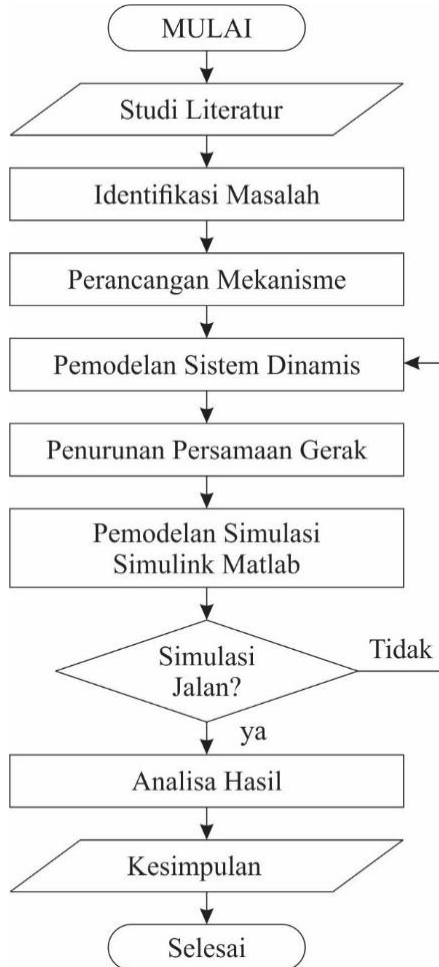
Dari persamaan pada rangkaian seri dapat disimpulkan bahwa dengan menyusun *piezoelectric* secara seri, maka voltase yang dihasilkan akan semakin meningkat. Sedangkan untuk arus yang dihasilkan akan tetap seiring dengan bertambahnya jumlah material *piezoelectric*.

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Pelaksanaan penelitian ini diilustrasikan melalui diagram alir pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.2 Penjelasan Diagram Alir Penelitian

Pada Gambar 3.1 terdapat sembilan proses utama dalam metode pelaksanaan penelitian. Berikut ini adalah penjelasan detail dari diagram alir pada Gambar 3.1:

3.2.1 Studi Literatur

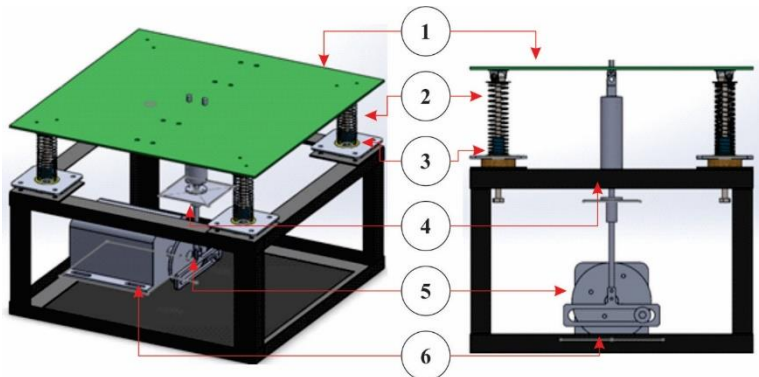
Pada penelitian ini diawali dengan tahap studi literatur. Pada tahap ini dilakukan dengan mencari literatur atau referensi mengenai teori *base excitation*, teori getaran *multidegree of freedom*, *dynamic vibration absorber* dan *cantilever piezoelectric*. Sumber literatur penelitian ini didapat dari buku, tugas akhir, jurnal internasional, dan penelitian terdahulu.

3.2.2 Identifikasi Masalah

Pada penelitian ini, menggunakan kombinasi dua sistem yaitu *cantilever piezoelectric* dan DVA. Terdapat dua permasalahan yang diidentifikasi yaitu variabel *input* dan *output*. Variabel *input* berupa variasi amplitudo eksitasi sistem utama, kecepatan putar motor, dan jumlah *cantilever piezoelectric* yang digunakan. Sedangkan variabel *output* dari penelitian ini berupa reduksi respon dari sistem utama dan daya yang dihasilkan oleh *cantilever piezoelectric*.

3.2.3 Perancangan Mekanisme

Rancangan mekanisme dari penelitian ini dibagi menjadi dua yaitu rancangan sistem CPDVA dan rancangan sistem utama. Pemodelan rancangan sistem utama berupa plat dasar yang ditopang dengan empat pegas dengan nilai konstanta pegas yang sama. Plat tersebut menerima gaya eksitasi dari pegas yang dihubungkan dengan motor yang memiliki amplitudo. Pemodelan rancangan sistem utama dapat diilustrasikan pada Gambar 3.2. Pemodelan sistem utama terdiri dari plat datar yang ditopang dengan empat pegas dan *damper*. Gaya eksitasi pada massa utama dihasilkan dari motor yang dihubungkan dengan pegas. Motor berputar menghasilkan eksitasi sinusoidal.

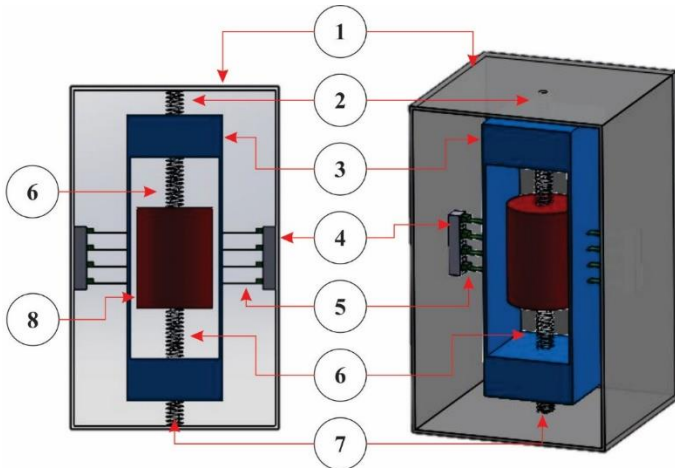


Gambar 3.2 Rancangan sistem utama (a) tampak miring dan (b) tampak depan

Keterangan :

1. Massa utama
2. Pegas
3. *Damper*
4. Pegas dan *damper* pendorong
5. *Disc motor*
6. *Motor*

Sedangkan rancangan sistem CPDVA pada penelitian ini berupa dua massa yang dihubungkan dengan pegas dan *piezoelectric* yang diilustrasikan pada Gambar 3.3. Pemodelan sistem CPDVA terdiri dari *box* penutup luar yang terdapat slider pada bagian tengahnya. Pada slider diletakan pegas *absorber* 1, massa *absorber* 1, pegas *absorber* 2, massa *absorber* 2. Sedangkan *piezoelectric* diletakan pada massa *absorber* 1 terhubung dengan *box* penutup luar.



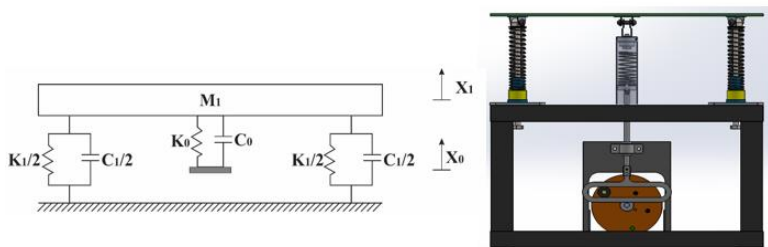
Gambar 3.3 Rancangan sistem CPDVA

Keterangan:

1. *Box* penutup luar CPDVA
2. Pegas *absorber* 1
3. Massa *absorber* 1
4. PCB
5. *Piezoelectric*
6. Pegas *absorber* 2
7. Slider
8. Massa *absorber* 2

3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis

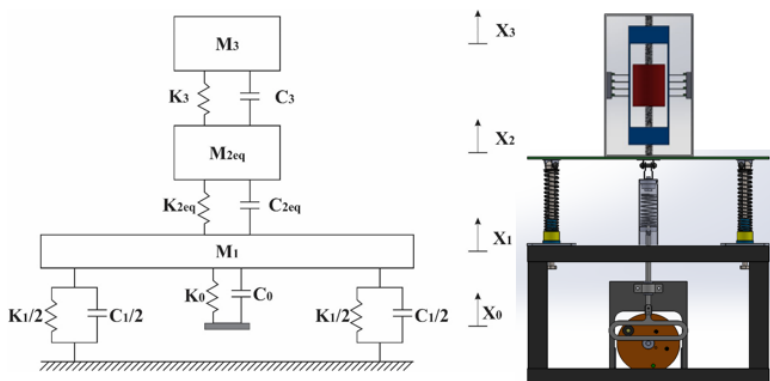
Pada penelitian ini terdapat dua pemodelan sistem dinamis yaitu pemodelan sistem utama tanpa CPDVA dan pemodelan sistem utama dengan CPDVA. Pada pemodelan sistem utama tanpa CPDVA, empat pegas dan empat peredam diekuivalenkan menjadi dua pegas dan dua peredam yang dapat dilihat pada Gambar 3.4.



Gambar 3.4 Pemodelan dinamis sistem utama tanpa CPDVA

Keterangan:

- M_1 : Massa sistem utama
- X_1 : *Displacement* massa sistem utama
- X_0 : Amplitudo dari massa eksentrik
- K_0 : Koefisien pegas di pendorong
- K_1 : Koefisien pegas di massa utama
- C_0 : Koefisien redaman di pendorong
- C_1 : Koefisien redaman massa utama



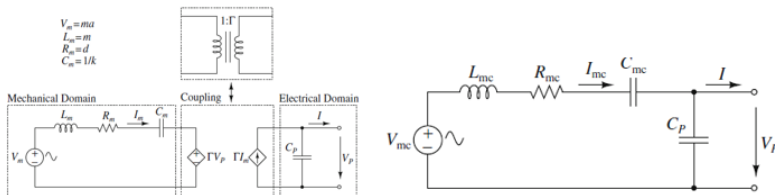
Gambar 3.5 Pemodelan dinamis sistem utama tanpa CPDVA

Keterangan:

- M_1 : Massa sistem utama
- M_2 : Massa *absorber* 1
- M_3 : Massa *absorber* 2
- X_1 : *Displacement* massa sistem utama
- X_2 : *Displacement* massa *absorber* 1
- X_3 : *Displacement* massa *absorber* 2
- X_0 : Amplitudo dari massa eksentrik
- K_0 : Koefisien pegas di pendorong
- K_1 : Koefisien pegas di massa utama
- K_2 : Koefisien pegas di massa *absorber* 1
- K_3 : Koefisien pegas di massa *absorber* 2
- C_0 : Koefisien redaman di pendorong
- C_1 : Koefisien redaman di massa utama
- C_2 : Koefisien redaman massa *absorber* 1
- C_2 : Koefisien redaman massa *absorber* 2

Pemodelan dinamis sistem utama dengan CPDVA terdiri dari sistem CPDVA diletakkan pada bagian atas sistem utama. Pada sistem CPDVA, konstanta pegas dari *piezoelectric* dan konstanta pegas *absorber* 1 diekuivalenkan menjadi satu pegas. Sistem ini dapat diilustrasikan pada Gambar 3.5

3.2.5 Penurunan Persamaan Sistem Elektrik



Gambar 3.6 Diagram sirkuit elektromagnetik *cantilever piezoelectric*

Piezoelectric menghasilkan energi listrik apabila terjadi defleksi pada material tersebut. Energi listrik tersebut terdiri dari voltase, arus listrik, dan daya bangkitan. Voltase bangkitan dari energi listrik pada mekanisme ini dapat dirumuskan menjadi persamaan 3.1

$$V_p = \frac{3d_{31}E_p w_p t_p}{4c} x_p$$

$$V_p = k_v x_p \quad (3.1)$$

dimana :

V_p = Voltase bangkitan *piezoelectric* (Volt)

d_{31} = *Voltage constant* (C/N)

E_p = Modulus elastisitas (N/m²)

w_p = Lebar *piezoelectric* (m)

t_p = Tebal *piezoelectric* (m)

c = *Piezoelectric capacitance* (Farad)

x_p = Defleksi *piezoelectric* (m)

Sedangkan arus bangkitan dari *piezoelectric* pada mekanisme kali ini dapat dirumuskan dengan:

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dl_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (3.2)$$

$$\frac{dl_{mc}}{dt} = \frac{1}{L_{mc}} (V_{mc} - R_{mc} I_{mc} - \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt - V_p) \quad (3.3)$$

dimana:

$$V_{mc} = \frac{Fi}{\Gamma}, \quad L_{mc} = \frac{M}{\Gamma^2}, \quad R_{mc} = \frac{d_p}{\Gamma^2}, \quad C_{mc} = \frac{\Gamma^2}{k_p}, \quad \Gamma = \sqrt{k_{31}k_p C_p}$$

dengan :

M = Massa (Kg)

d_p = Konstanta *damping* ekuivalen *piezoelectric* (Ns/m)

k_p = Konstanta pegas ekuivalen *piezoelectric* (N/m)

C_p = Kapasitansi *piezoelectric* (Farad)

k_{31} = *Electromechanical coupling factor*

Sehingga daya bangkitan dari *piezoelectric* dapat dirumuskan dengan :

$$P = V_p I_{mc} \quad (3.4)$$

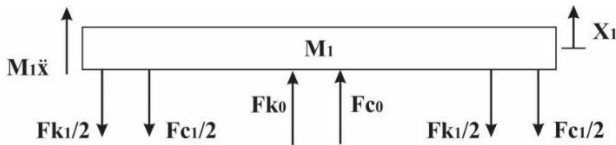
dimana :

P = Daya bangkitan *piezoelectric* (Watt)

I_{mc} = Arus bangkitan *piezoelectric* (Ampere)

3.2.6 Penurunan Persamaan Sistem Mekanik

Penurunan persamaan gerak didapatkan berdasarkan *free body diagram*. Pada gambar 3.7 merupakan *free body diagram* sistem utama tanpa CPDVA. Pada sistem tersebut terdapat massa utama (M_1) yang dikenai vektor-vektor gaya sehingga menghasilkan perpindahan pada massa utama (X_1).



Gambar 3.7 *free body diagram* sistem utama tanpa CPDVA

Keterangan:

Fk_0 : Gaya harmonik dari massa eksentrik (N)

Fk_1 : Gaya reaksi dari pegas sistem utama (N)

Fc_1 : Gaya reaksi dari peredam sistem utama (N)

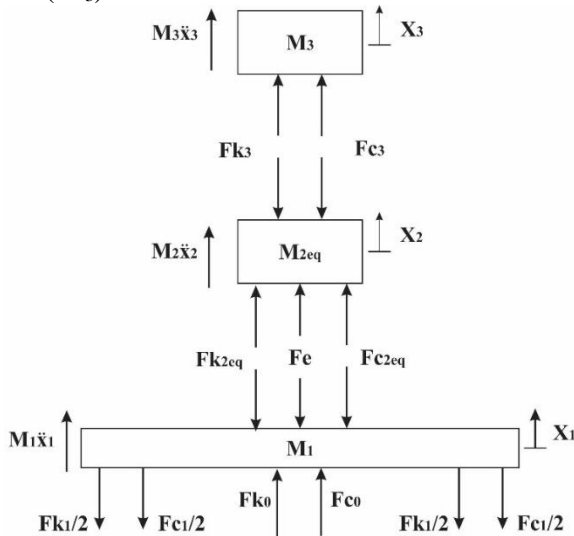
$m_1 \ddot{x}_1$: Gaya inersia massa utama (N)

X_1 : *Displacement* dari massa utama (m)

Dari *free body diagram* sistem utama tanpa CPDVA didapatkan persamaan matematis berdasarkan hukum newton sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \Sigma F &= m_1 \ddot{x}_1 \\ m_1 \ddot{x}_1 + Fc_1 + Fk_1 - Fc_0 - Fk_0 &= 0 \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - k_0(x_0 - x_1) - c_0(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) &= 0 \\ m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_0)\dot{x}_1 + (k_1 + k_0)x_1 &= c_0 \dot{x}_0 + k_0 x_0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Pada gambar 3.8 dibawah ini merupakan *free body diagram* dari sistem utama yang ditambahkan dengan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPDVA)*. *Free body diagram* dari massa utama (M_1) yang telah dipengaruhi oleh gaya pegas dari massa *absorber* 1 dan gaya pegas dari *cantilever piezoelectric* ($F_{k_{2eq}}$) dan juga gaya dari *coupling factor* ($F_{c_{2eq}}$). *Free body diagram* dari massa *absorber* 1 (M_2) telah dipengaruhi gaya pegas dari massa *absorber* 2 (F_{k_3}). Sedangkan *Free body diagram* dari massa *absorber* 2 terpengaruh oleh gaya pegas dari massa *absorber* 2 (F_{k_3}).



Gambar 3.8 *free body diagram* sistem utama dengan CPDVA

Keterangan:

- F_{k_0} : Gaya harmonik dari massa eksentrik (N)
- F_{k_1} : Gaya aksi-reaksi dari pegas massa utama (N)
- $F_{k_{2eq}}$: Gaya aksi-reaksi dari pegas massa *absorber* 1 dan pegas *piezoelectric* (N)
- F_{k_3} : Gaya aksi-reaksi dari pegas massa *absorber* 2 (N)
- F_{c_1} : Gaya redaman dari peredam sistem utama (N)

- $F_{c_{2eq}}$: Gaya redaman dari peredam massa *absorber* 1 dan pegas *piezoelectric* (N)
 F_e : Gaya aksi-reaksi dari *piezoelectric coupling factor* (N)
 $m_1\ddot{x}_1$: Gaya inersia massa utama (N)
 $m_{2eq}\ddot{x}_2$: Gaya inersia massa *absorber* 1 (N)
 $m_3\ddot{x}_3$: Gaya inersia massa *absorber* 2 (N)
 X_1 : *Displacement* dari massa utama (m)
 X_2 : *Displacement* dari massa *absorber* 1 (m)
 X_3 : *Displacement* dari massa *absorber* 1 (m)

Dari *free body diagram* sistem utama dengan CPDVA didapatkan persamaan matematis berdasarkan hukum newton persamaan gerak translasi sistem massa utama adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= m_1\ddot{x}_1 \\
 m_1\ddot{x}_1 + F_{c_1} + Fk_1 + Fc_{2eq} + Fk_{2eq} + F_e &= Fc_0 + Fk_0 \\
 m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 + k_{2eq}(x_1 - x_2) + c_{2eq}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + F_e \\
 &= c_0(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) + k_0(x_0 - x_1) \\
 m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_0 + c_{2eq})\dot{x}_1 + (k_1 + k_0 + k_{2eq})x_1 - c_{2eq}\dot{x}_2 \\
 - k_{2eq}x_2 + F_e &= c_0\dot{x}_0 + k_0x_0
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

Dimana:

$$\begin{aligned}
 F_e &= n\Gamma k_v(x_1 - x_2) \\
 k_{2eq} &= nk_p + k_2 \\
 c_{2eq} &= nc_p + c_2 \\
 m_{2eq} &= nm_p + m_2 \\
 n &= \text{Jumlah cantilever piezoelectric}
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi sistem massa *absorber* 1:

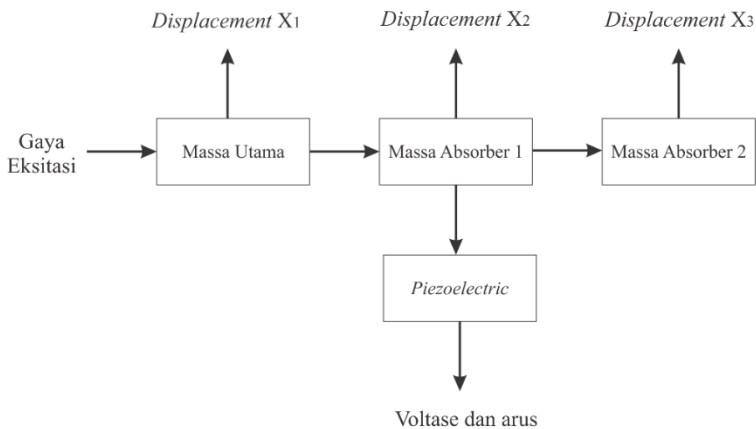
$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= m_{2eq}\ddot{x}_2 \\
 m_{2eq}\ddot{x}_2 + Fc_3 + Fk_3 - Fc_{2eq} - Fk_{2eq} - F_e &= 0 \\
 m_{2eq}\ddot{x}_2 + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_3(x_2 - x_3) - c_{2eq}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_{2eq}(x_1 - x_2) \\
 - F_e &= 0 \\
 m_{2eq}\ddot{x}_2 + (c_3 + c_{2eq})\dot{x}_2 + (k_3 + k_{2eq})x_2 - c_3\dot{x}_3 - k_3x_3 \\
 - c_{2eq}\dot{x}_1 - k_{2eq}x_1 - F_e &= 0
 \end{aligned} \tag{3.7}$$

Persamaan gerak translasi sistem massa *absorber* 2:

$$\begin{aligned}\Sigma F &= m_3 \ddot{x}_3 \\ m_3 \ddot{x}_3 - Fc_3 - Fk_3 &= 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_3(x_2 - x_3) &= 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_3 \dot{x}_3 + k_3 x_3 - c_3 \dot{x}_2 - k_3 x_2 &= 0\end{aligned}\quad (3.8)$$

3.2.7 Pemodelan Simulasi Simulink Matlab

Dari hasil state variable pada setiap kondisi diubah menjadi blok diagram pada *software* MATLAB Simulink yang dapat diilustrasikan pada gambar 3.9. Dari blok diagram tersebut nantinya dapat disimulasikan dengan memberikan nilai pada setiap parameternya.



Gambar 3.9 Ilustrasi blok diagram simulasi simulink MATLAB

3.2.8 Simulasi

Pada tahap ini diawali dengan simulasi pada sistem utama tanpa CPDVA. Pada simulasi ini dimulai dengan memberikan *input* berupa sinusoidal (harmonik) pada sistem utama sehingga didapatkan *output* berupa *displacement* pada massa utama (x_1) sehingga mampu mengetahui frekuensi natural massa utama.

Sedangkan pada sistem utama dengan CPDVA juga menggunakan *inputan* berupa sinusoidal (harmonik) dengan variasi frekuensi kerja (ω_f) amplitudo (X_0) pada sistem utama dan variasi jumlah *cantilever piezoelectric*. *Output* yang dihasilkan berupa *displacement* pada massa utama (x_1), *displacement* pada massa *absorber* M_2 (x_2), *displacement* pada massa *absorber* M_3 (x_3), reduksi getaran dan daya listrik yang dihasilkan. Parameter yang dibutuhkan untuk simulasi berupa kofesien pegas (k), koefisien *dampner* (c), parameter *cantilever piezoelectric*, massa utama dan massa *absorber* (m).

3.2.9 Analisis Hasil

Dari simulasi yang dilakukan akan didapatkan grafik dari analisis reduksi respon sistem utama dan daya listrik yang dihasilkan CPDVA oleh masing-masing variasi. Grafik yang akan diperoleh adalah respon sistem terhadap variasi amplitudo sumber eksitasi sistem utama, respon sistem terhadap variasi kecepatan putaran motor, respon sistem terhadap variasi jumlah *cantilever piezoelectric*, daya listrik yang dihasilkan terhadap variasi amplitudo sumber eksitasi sistem utama, daya listrik yang dihasilkan terhadap variasi kecepatan putaran motor, dan daya listrik yang dihasilkan terhadap variasi jumlah *cantilever piezoelectric*. Selain itu hasil dari penelitian ini nantinya akan dijadikan acuan untuk penelitan sejenis yang dilakukan dengan metode eksperimen.

3.2.10 Kesimpulan

Dari hasil analisis yang telah dilakukan akan dibuat kesimpulan. Kesimpulan berupa pembahasan hasil yang menjawab rumusan masalah dan tujuan penelitian. Dari kesimpulan penelitian ini diharapkan dapan mnjadi literatur dan referensi untuk penelitian yang serupa.

3.3 Penentuan Parameter Penelitian

Sebelum simulasi dilakukan, parameter yang dibutuhkan untuk menjalankan simulasi harus terlebih dahulu diketahui. Parameter ini meliputi massa, koefisien pegas serta koefisien redaman. Nilai massa diperoleh dengan penimbangan benda pada timbangan digital atau dari perhitungan terhadap frekuensi natural dan koefisien pegas yang diinginkan, sedangkan nilai panjang dapat diperoleh dengan pengukuran dengan menggunakan mistar atau jangka sorong. Nilai dari koefisien pegas didapatkan dari hasil pengujian tekan dan nilai dari koefisien *damp*er didapatkan dari metode *logarithmic decrement*.

Parameter dari pemodelan *Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber* (CPDVA) didapatkan dari hasil perhitungan dan studi literatur. Parameter untuk sistem utama dapat dilihat pada Tabel 3.1. Pada Tabel 3.2 merupakan parameter dari sistem CPDVA yang digunakan dalam penelitian ini. Sedangkan Tabel 3.3 merupakan parameter dari *Cantilever Piezoelectric*

Tabel 3.1 Parameter Sistem Utama

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa Utama	m_1	7	kg
Koefesien Pegas Pendorong	k_0	146	N/m
Koefesien Pegas Penompang	k_1	9202	N/m
Koefesien <i>Damping</i> Pendorong	c_0	1.8	N.s/m
Koefesien <i>Damping</i> Penompang	c_1	3.7	N.s/m

Tabel 3.2 Parameter CPDVA

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa <i>Absorber 1</i>	m_2	0.35	kg
Massa <i>Absorber 2</i>	m_3	0.525	kg
Koefesien Pegas <i>Absorber 1</i>	k_2	2648	N/m
Koefesien Pegas <i>Absorber 2</i>	k_3	1553	N/m
Koefesien <i>Damping Absorber 1</i>	c_2	2.47	N.s/m
Koefesien <i>Damping Absorber 2</i>	c_3	3.47	N.s/m

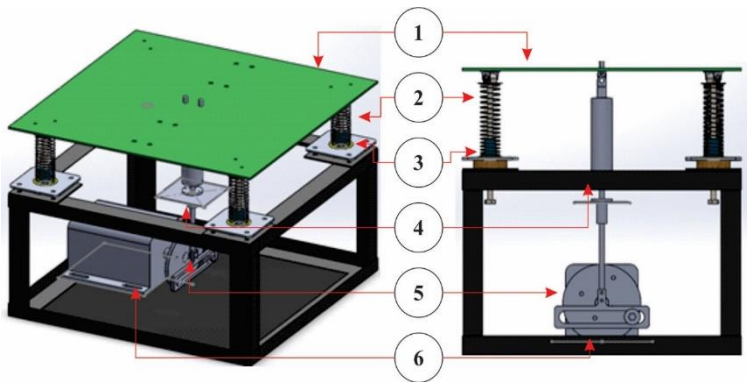
Tabel 3.3 Parameter *Cantilever Piezoelectric*

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa <i>Piezoelectric</i>	m_p	6×10^{-4}	kg
Koefesien Pegas <i>Piezoelectric</i>	k_p	0.575	N/m
Koefesien <i>Damping Piezoelectric</i>	c_p	0	N.s/m
Ketebalan <i>Piezoelectric</i>	t_p	1×10^{-4}	m
Lebar <i>Piezoelectric</i>	w_p	6×10^{-3}	m
Panjang <i>Piezoelectric</i>	l_p	12×10^{-3}	m
Konstanta regangan <i>Piezoelectric</i>	d_{31}	1.1×10^{-10}	C/N
<i>Electromechanical Coupling Factor</i>	k_{31}	12	%
<i>Modulus Young</i>	E	3×10^9	N/m ²

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Perancangan Sistem Utama

Dalam penelitian ini telah dilakukan pemodelan sistem utama sebagai alat simulator getaran yang terdiri dari massa utama, peredam, pegas dan motor. Mekanisme dari simulator getaran ini dapat dilihat seperti pada gambar berikut.



Gambar 4.1 Rancangan sistem utama (a) tampak miring dan (b) tampak depan

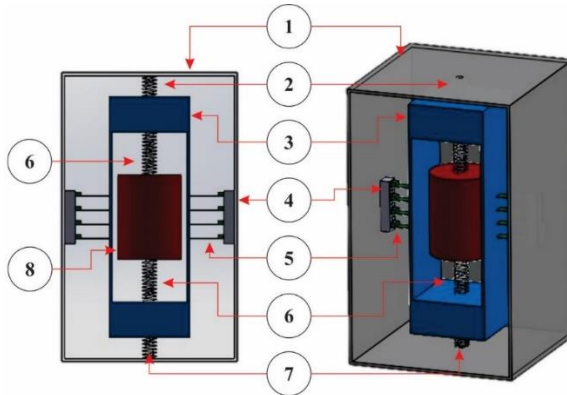
Keterangan :

1. Massa utama
2. Pegas
3. *Damper*
4. Pegas dan *damper* pendorong
5. *Disc motor*
6. *Motor*

4.2 Perancangan Mekanisme CPDVA

Pada penelitian ini juga telah dilakukan pemodelan alat *Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber* (CPDVA) yang digunakan untuk mereduksi getaran dari sistem utama dan

menghasilkan energi listrik. Mekanisme CPDVA ini terdiri dari massa *absorber*, peredam, pegas *absorber* dan *cantilever piezoelectric* seperti yang dapat dilihat seperti pada gambar berikut.



Gambar 4.2 Rancangan sistem CPDVA

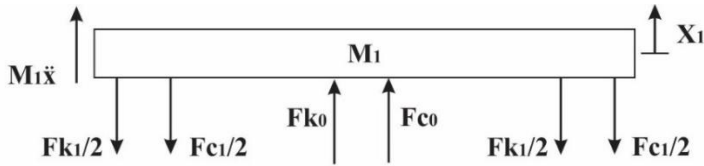
Keterangan:

1. *Box* penutup luar CPDVA
2. Pegas *absorber* 1
3. Massa *absorber* 1
4. PCB
5. *Piezoelectric*
6. Pegas *absorber* 2
7. Slider
8. Massa *absorber* 2

4.3 Pemodelan Sistem Utama Tanpa CPDVA

Dalam penelitian ini, sistem utama memiliki Single DOF dengan arah translasi. Sistem utama tersebut diberi gaya eksitasi dari motor DC yang terhubung dengan massa eksentrik, sehingga tercipta getaran harmonik pada sistem utama. Pemodelan sistem utama tanpa penambahan CPDVA digunakan sebagai pembanding pada sistem dengan penambahan CPDVA. Analisa sistem tanpa penambahan CPDVA dan dengan penambahan CPDVA ini

dilakukan dengan analisa perhitungan dan simulasi dengan MATLAB Simulink. Gambar 4.3 dibawah ini merupakan gambar model dinamis dan *free body diagram* dari massa sistem utama (M_1) sebelum ditambahkan CPDVA. Dari gambar tersebut dapat dilihat vektor-vektor gaya yang bekerja pada M_1 . *Displacement* yang terjadi masa sistem utama hanya pada arah translasi karena nilai koefisien pegas 1 dan 2 adalah sama.



Gambar 4.3 *free body diagram* sistem utama tanpa CPDVA

Keterangan:

Fk_0 : Gaya harmonik dari massa eksentrik (N)

Fk_1 : Gaya reaksi dari pegas sistem utama (N)

Fc_1 : Gaya reaksi dari peredam sistem utama (N)

$m_1\ddot{x}_1$: Gaya inersia massa utama (N)

X_1 : *Displacement* dari massa utama (m)

Dari *free body diagram* sistem utama tanpa CPDVA didapatkan persamaan matematis berdasarkan hukum newton sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\Sigma F &= m_1\ddot{x}_1 \\ m_1\ddot{x}_1 + Fc_1 + Fk_1 - Fc_0 - Fk_0 &= 0 \\ m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 - k_0(x_0 - x_1) - c_0(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) &= 0 \\ m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_0)\dot{x}_1 + (k_1 + k_0)x_1 &= c_0\dot{x}_0 + k_0x_0\end{aligned}\quad (4.1)$$

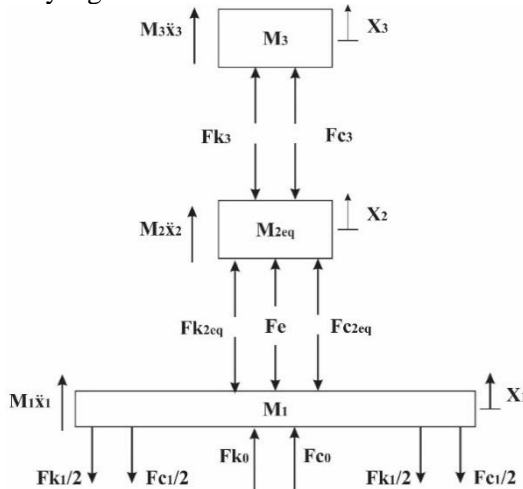
Analisa perhitungan dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dari sistem utama tanpa penambahan CPDVA. Analisa perhitungan ini digunakan sebagai pembanding hasil simulasi sesuai dengan perhitungan. Frekuensi natural sistem utama dapat diketahui melalui perhitungan sederhana menggunakan rumus dasar frekuensi natural.

$$\begin{aligned}\omega_n &= \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \\ &= \sqrt{\frac{9.3480 \times 10^3 \text{ N/m}}{7 \text{ kg}}} \\ &= 36.5435 \text{ rad/s}\end{aligned}$$

Berdasarkan hasil perhitungan yang dilakukan, nilai frekuensi natural sistem tanpa CPDVA adalah sebesar 36.5435 rad/s.

4.4 Pemodelan Sistem Utama dengan CPDVA

Gambar 4.4 dibawah ini merupakan *free body diagram* dari sistem utama yang telah diberi CPDVA.



Gambar 4.4 *free body diagram* sistem utama dengan CPDVA

Keterangan:

- F_{k0} : Gaya harmonik dari massa eksentrik (N)
- F_{k1} : Gaya aksi-reaksi dari pegas massa utama (N)
- F_{k2eq} : Gaya aksi-reaksi dari pegas massa *absorber* 1 dan pegas *piezoelectric* (N)
- F_{k3} : Gaya aksi-reaksi dari pegas massa *absorber* 2 (N)

- F_{c1} : Gaya redaman dari peredam sistem utama (N)
 F_{c2eq} : Gaya redaman dari peredam massa *absorber* 1 dan pegas *piezoelectric* (N)
 F_e : Gaya aksi-reaksi dari *piezoelectric coupling factor* (N)
 $m_1\ddot{x}_1$: Gaya inersia massa utama (N)
 $m_{2eq}\ddot{x}_2$: Gaya inersia massa *absorber* 1 (N)
 $m_3\ddot{x}_3$: Gaya inersia massa *absorber* 2 (N)
 X_1 : *Displacement* dari massa utama (m)
 X_2 : *Displacement* dari massa *absorber* 1 (m)
 X_3 : *Displacement* dari massa *absorber* 1 (m)

Dari gambar 4.5 diatas dapat dilihat bahwa *input* getaran berasal dari amplitudo yang memiliki nilai sebesar X_0 . Kemudian *input* yang berupa *displacement* ini diteruskan menuju massa utama (M_1) oleh pegas pendorong (K_0), sehingga massa utama memperoleh gaya harmonik dengan frekuensi dan amplitudo tertentu. Selanjutnya massa utama menghasilkan *displacement* (X_1) yang menjadi *input* untuk massa *absorber* 1 (M_2), kemudian *displacement* massa *absorber* 1 (X_2) digunakan sebagai *input* untuk menggerakkan massa *absorber* 2 (M_3) dimana respon relatif X_1 dan X_2 merupakan defleksi dari *cantilever piezoelectric*. Dari *free body diagram* sistem utama dengan CPDVA didapatkan persamaan matematis sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= m_1\ddot{x}_1 \\
 m_1\ddot{x}_1 + F_{c1} + Fk_1 + Fc_{2eq} + Fk_{2eq} + F_e &= Fc_0 + Fk_0 \\
 m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 + k_{2eq}(x_1 - x_2) + c_{2eq}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + F_e &= c_0(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) + k_0(x_0 - x_1) \\
 m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_0 + c_{2eq})\dot{x}_1 + (k_1 + k_0 + k_{2eq})x_1 - c_{2eq}\dot{x}_2 &= c_0\dot{x}_0 + k_0x_0
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

Dimana:

$$\begin{aligned}
 F_e &= n\Gamma k_v(x_1 - x_2) \\
 k_{2eq} &= nk_p + k_2 \\
 c_{2eq} &= nc_p + c_2 \\
 m_{2eq} &= nm_p + m_2 \\
 n &= \text{Jumlah cantilever piezoelectric}
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi sistem massa *absorber* 1:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= m_{2eq} \ddot{x}_2 \\
 m_{2eq} \ddot{x}_2 + Fc_3 + Fk_3 - Fc_{2eq} - Fk_{2eq} - Fe &= 0 \\
 m_{2eq} \ddot{x}_2 + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_3(x_2 - x_3) - c_{2eq}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_{2eq}(x_1 - x_2) - Fe &= 0 \\
 m_{2eq} \ddot{x}_2 + (c_3 + c_{2eq})\dot{x}_2 + (k_3 + k_{2eq})x_2 - c_3\dot{x}_3 - k_3x_3 \\
 - c_{2eq}\dot{x}_1 - k_{2eq}x_1 - Fe &= 0
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

Persamaan gerak translasi sistem massa *absorber* 2:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F &= m_3 \ddot{x}_3 \\
 m_3 \ddot{x}_3 - Fc_3 - Fk_3 &= 0 \\
 m_3 \ddot{x}_3 - c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_3(x_2 - x_3) &= 0 \\
 m_3 \ddot{x}_3 + c_3\dot{x}_3 + k_3x_3 - c_3\dot{x}_2 - k_3x_2 &= 0
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

4.4.1 Perhitungan Frekuensi Natural

Selain itu, analisa perhitungan juga dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dari sistem dengan penambahan CPDVA. Analisa perhitungan ini digunakan sebagai pembandingan hasil simulasi sesuai dengan perhitungan. Frekuensi natural sistem dapat diketahui melalui perhitungan dengan analisa fundametal. Persamaan gerak dari sistem dengan penambahan CPDVA adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_{2eq} & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_0 + c_1 + c_{2eq}) & -c_{2eq} & 0 \\ -c_{2eq} & (c_{2eq} + c_3) & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} + \\
 \begin{bmatrix} (k_0 + k_1 + k_{2eq} + n\Gamma k_v) & -(k_{2eq} + n\Gamma k_v) & 0 \\ -(k_{2eq} + n\Gamma k_v) & (k_{2eq} + k_3 + n\Gamma k_v) & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c_0\dot{x}_0 + k_0x_0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

Dalam perhitungan nilai frekuensi natural, asumsi yang digunakan yaitu nilai redaman dan gaya eksternal diabaikan. \ddot{x} Nilai diubah dengan mensubstitusikan $\ddot{x} = -\lambda x$ dan $\lambda = \omega^2$, sehingga persamaan diatas menjadi persamaan (4.6):

$$\begin{aligned}
& -\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_{2eq} & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \\
+ \begin{bmatrix} (k_0 + k_1 + k_{2eq} + n\Gamma k_v) & -(k_{2eq} + n\Gamma k_v) & 0 \\ -(k_{2eq} + n\Gamma k_v) & (k_{2eq} + k_3 + n\Gamma k_v) & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.6)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} -m_1\omega^2 + (k_0 + k_1 + k_{2eq} + n\Gamma k_v) & -(k_{2eq} + n\Gamma k_v) & 0 \\ -(k_{2eq} + n\Gamma k_v) & -m_{2eq}\omega^2 + (k_{2eq} + k_3 + n\Gamma k_v) & -k_3 \\ 0 & -k_3 & -m_3\omega^2 + k_3 \end{bmatrix} \\
& \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.7)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \det \begin{bmatrix} -m_1\lambda + (k_0 + k_1 + k_{2eq} + n\Gamma k_v) & -(k_{2eq} + n\Gamma k_v) & 0 \\ -(k_{2eq} + n\Gamma k_v) & -m_{2eq}\lambda + (k_{2eq} + k_3 + n\Gamma k_v) & -k_3 \\ 0 & -k_3 & -m_3\lambda + k_3 \end{bmatrix} \\
& = 0 \quad (4.8)
\end{aligned}$$

Dimana:

$$\begin{aligned}
m_1 \text{ (massa sistem utama)} &= 7 \text{ kg} \\
m_2 \text{ (massa absorber 1)} &= 0.35 \text{ kg} \\
m_3 \text{ (massa absorber 2)} &= 0.525 \\
m_p \text{ (massa piezoelectric)} &= 0.0006 \text{ kg} \\
k_0 \text{ (Koefisien pegas pendorong)} &= 146 \text{ N/m} \\
k_1 \text{ (Koefisien pegas sistem utama)} &= 9202 \text{ N/m} \\
k_2 \text{ (Koefisien pegas massa absorber 1)} &= 2648 \text{ N/m} \\
k_3 \text{ (Koefisien pegas massa absorber 2)} &= 1553 \text{ N/m} \\
k_p \text{ (Koefisien pegas cantilever piezoelectric)} &= 0.575 \text{ N/m} \\
\Gamma \text{ (coupling factor)} &= \sqrt{k_{31}k_p C_p} = \sqrt{0.12 \times 0.575 \times 244 \times 10^{-10}} \\
&= 4.1032 \times 10^{-5} \\
k_v &= \frac{3d_{31}E_p w_p t}{4c} = \frac{3 \times 110 \times 10^{-12} \times 3 \times 10^9 \times 6 \times 10^{-3} \times 10^{-4}}{4 \times 244 \times 10^{-10}} \\
&= 6.0861 \\
n \text{ (Jumlah cantilever piezoelectric)} &= \text{variasi } 500, 750, \text{ dan } 1000.
\end{aligned}$$

Matriks diatas merupakan matriks yang digunakan dalam analisa fundamental untuk menghitung respon dari sistem utama

yang telah ditambahkan dengan CPDVA. Dibawah ini merupakan perhitungan frekuensi natural dari sistem tersebut berdasarkan jumlah *piezoelectric* yang digunakan. Jumlah *piezoelectric* yang digunakan dalam penelitian ini memiliki variasi 500, 750, dan 1000. Dikarenakan massa *piezoelectric* lebih dari 5 % massa *absorber*, maka massa *piezoelectric* tidak dapat diabaikan. Sehingga massa *piezoelectric* juga dihitung sebagai bagian dari massa *absorber*.

a. $n = 500$
 $m_{2eq} = nm_p + m_2 = (500 \times 0.0006) + 0.35 = 0.65 \text{ kg}$
 $k_{2eq} = nk_p + k_2 = (500 \times 0.575) + 2648 = 2935.5 \text{ N/m}$
 Dari persamaan (4.8) didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\det \begin{bmatrix} -7\lambda + (12.296 \times 10^3) & -(2.948 \times 10^3) & 0 \\ -(2.948 \times 10^3) & -0.65\lambda + (4.501 \times 10^3) & -1553 \\ 0 & -1553 & -0.525\lambda + 1553 \end{bmatrix} = 0$$

$$-2.3887\lambda^3 + 27.8033 \times 10^3 \lambda^2 - 68.9528 \times 10^6 \lambda + 42.7972 \times 10^9 = 0$$

Sehingga didapatkan nilai λ_1 , λ_2 , dan λ_3 sebagai berikut:

$$\lambda_1 = 965.103 ; \omega_1 = 31.0661$$

$$\lambda_2 = 2.1874 \times 10^3 ; \omega_2 = 46.7697$$

$$\lambda_3 = 8.4867 \times 10^3 ; \omega_3 = 92.1235$$

b. $n = 750$
 $m_{2eq} = nm_p + m_2 = (750 \times 0.0006) + 0.35 = 0.8 \text{ kg}$
 $k_{2eq} = nk_p + k_2 = (750 \times 0.575) + 2648 = 3079.3 \text{ N/m}$
 Dari persamaan (4.8) didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\det \begin{bmatrix} -7\lambda + (12.4460 \times 10^3) & -(3.098 \times 10^3) & 0 \\ -(3.098 \times 10^3) & -0.8\lambda + (4.651 \times 10^3) & -1553 \\ 0 & -1553 & -0.525\lambda + 1553 \end{bmatrix} = 0$$

$$-2.94\lambda^3 + 31.0165 \times 10^3\lambda^2 - 74.4925 \times 10^6\lambda + 44.9747 \times 10^9 = 0$$

Sehingga didapatkan nilai λ_1 , λ_2 , dan λ_3 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\lambda_1 &= 936.5090; \omega_1 = 30.6024 \\ \lambda_2 &= 2.2049 \times 10^3; \omega_2 = 46.9560 \\ \lambda_3 &= 7.4084 \times 10^3; \omega_3 = 86.0723\end{aligned}$$

c. $n = 1000$

$$m_{2eq} = nm_p + m_2 = (1000 \times 0.0006) + 0.35 = 0.95 \text{ kg}$$

$$k_{2eq} = nk_p + k_2 = (1000 \times 0.575) + 2648 = 3223 \text{ N/m}$$

Dari persamaan (4.8) didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\det \begin{bmatrix} -7\lambda + (12.596 \times 10^3) & -(3.248 \times 10^3) & 0 \\ -(3.248 \times 10^3) & -0.950\lambda + (4.801 \times 10^3) & -1553 \\ 0 & -1553 & -0.525\lambda + 1553 \end{bmatrix} = 0$$

$$-3.4913\lambda^3 + 34.2533 \times 10^3\lambda^2 - 80.1020 \times 10^6\lambda + 47.1522 \times 10^9 = 0$$

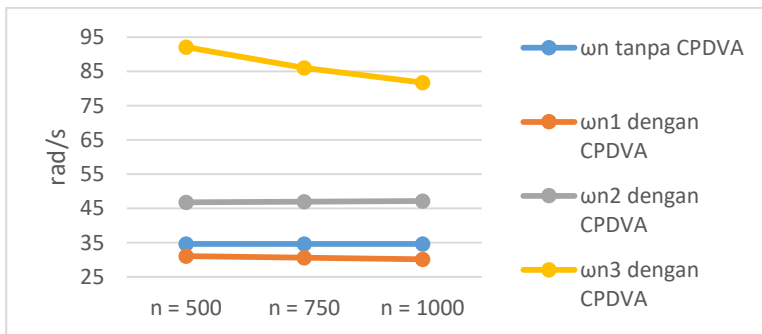
Sehingga didapatkan nilai λ_1 , λ_2 , dan λ_3 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\lambda_1 &= 909.7581; \omega_1 = 30.1622 \\ \lambda_2 &= 2.2229 \times 10^3; \omega_2 = 47.1473 \\ \lambda_3 &= 6.6785 \times 10^3; \omega_3 = 81.7224\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan diatas, nilai frekuensi natural dari sistem dengan variasi jumlah *piezoelectric* dapat dilihat pada Tabel 4.1 dibawah ini. Berdasarkan Tabel 4.1, penambahan CPDVA dapat menggeser nilai frekuensi natural dari sistem utama.

Tabel 4.1 Perbandingan frekuensi natural tanpa CPDVA dan dengan CPDVA

Jumlah <i>Piezoelectric</i>	Frequency natural tanpa CPDVA	Frequency natural dengan CPDVA		
		ω_1	ω_2	ω_3
500	36.5435	31.0661	46.7697	92.1235
750		30.6024	46.9560	86.0723
1000		30.1622	47.1473	81.7224



Gambar 4.5 Grafik frekuensi natural sistem dengan CPDVA terhadap jumlah *piezoelectric*

Dari Gambar 4.5 menunjukkan bahwa semakin besar jumlah *piezoelectric*, frekuensi natural satu dan dua sistem dengan CPDVA semakin menjauhi frekuensi natural sistem tanpa CPDVA. Sedangkan frekuensi natural tiga sistem dengan CPDVA semakin mendekati frekuensi natural sistem tanpa CPDVA.

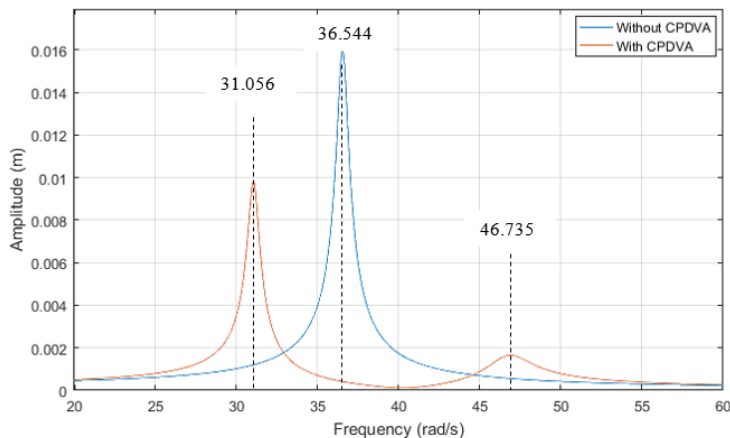
4.5 Pemodelan Simulasi

Pemodelan simulasi pada sistem utama tanpa CPDVA dan dengan CPDVA disimulasikan menggunakan MATLAB Simulink. Simulasi yang dilakukan memiliki time stop selama 25 detik. *Input* yang diberikan berupa *sinusoidal* (harmonik) pada sistem utama yang memiliki variasi amplitudo eksitasi, variasi frekuensi operasi dan variasi jumlah *piezoelectric* pada sistem dengan CPDVA. Variasi amplitudo pada pemodelan ini merujuk pada alat

eksperimen dengan dengan variasi 0.02 m, 0.03 m, dan 0.04 m. Sedangkan variasi frekuensi merujuk pada frekuensi natural sistem utama tanpa CPDVA dan frekuensi natural pada sistem dengan CPDVA yaitu sebesar 31.056 rad/s, 36.544 rad/s, dan 46.735 rad/s. Variasi jumlah *piezoelectric* merujuk pada CPDVA dengan maksimum *piezoelectric* 1000 buah sehingga variasi *piezoelectric* pada simulasi adalah 500 buah, 750 buah, dan 1000 buah. *Output* yang dihasilkan dari simulasi adalah berupa persentase reduksi *displacement* sistem utama (X_1), dan daya keluaran dari piezoelectric.

4.5.1 Pemodelan Simulasi Variasi Frekuensi Operasi

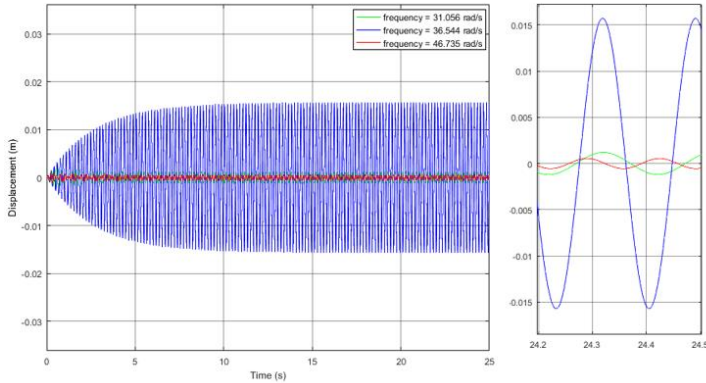
a. Tanpa CPDVA



Gambar 4.6 Bode diagram massa utama dengan variasi frekuensi

Pada Gambar 4.6 menunjukkan besarnya amplitudo respon terhadap domain frekuensi dimana grafik merah merupakan grafik bode diagram tanpa CPDVA dan grafik biru merupakan grafik bode diagram dengan CPDVA. Pada grafik tersebut dapat dilihat amplitudo grafik biru pada frekuensi operasi 31.056 rad/s dan 46.735 rad/s lebih besar dibanding amplitudo grafik merah. Hal ini mengakibatkan respon pada sistem utama semakin besar jika

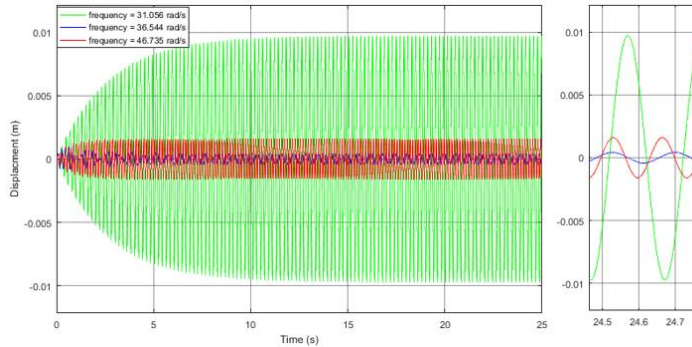
ditambahkan sistem CPDVA. Sedangkan pada frekuensi operasi 36.544 rad/s, amplitudo grafik biru lebih rendah dibanding amplitudo grafik merah. Sehingga pada frekuensi tersebut getaran sistem utama akan tereduksi jika sistem ditambah CPDVA.



Gambar 4.7 Grafik respon perpindahan massa utama terhadap variasi frekuensi operasi

Gambar 4.7 menunjukkan grafik respon perpindahan terhadap waktu dengan variasi frekuensi operasi yang disimulasikan pada amplitudo sebesar 0.02 m. Dimana respon perpindahan pada frekuensi natural sistem utama yaitu 36.544 rad/s yang ditunjukkan grafik warna biru memiliki nilai RMS tertinggi yaitu sebesar $1.105 \times 10^{-2} m$ sedangkan pada frekuensi 31.056 rad/s (grafik hijau) dan 46.745 rad/s (grafik merah) memiliki nilai RMS berturut-turut $8.446 \times 10^{-4} m$ dan $3.925 \times 10^{-4} m$. Hal ini menunjukkan bahwa besarnya nilai respon perpindahan massa utama tidak dipengaruhi besar kecilnya nilai frekuensi operasi melainkan sesuai dengan bode diagram yang ditunjukkan pada Gambar 4.6 dengan grafik warna biru. Dimana Amplitudo respon tertinggi berada pada frekuensi operasi sama dengan frekuensi natural sistem massa utama.

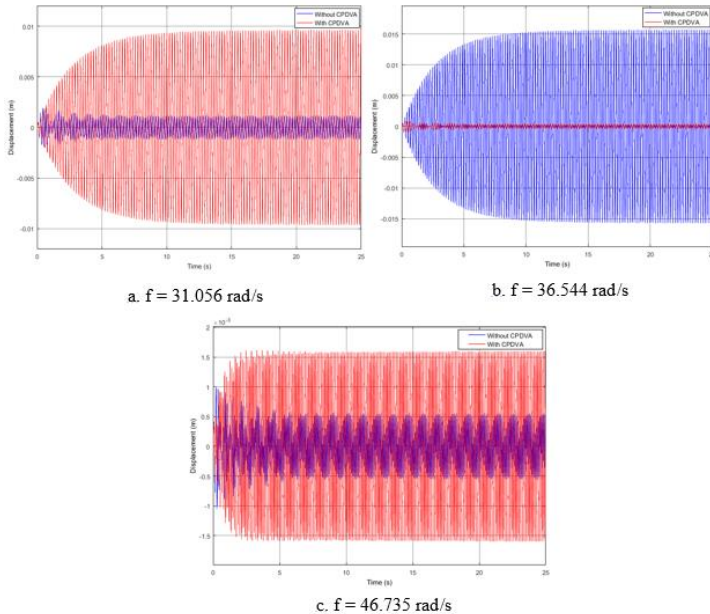
b. dengan CPDVA



Gambar 4.8 Grafik respon perpindahan massa utama dengan CPDVA terhadap variasi frekuensi operasi

Gambar 4.8 menunjukkan grafik respon perpindahan terhadap waktu dengan variasi frekuensi operasi yang disimulasikan pada amplitudo sebesar 0.02 m. Dimana respon perpindahan pada frekuensi natural sistem utama yaitu 36.544 rad/s yang ditunjukkan grafik warna biru memiliki nilai RMS terendah yaitu sebesar $2.9 \times 10^{-4}m$ sedangkan pada frekuensi 31.056 rad/s (grafik hijau) dan 46.745 rad/s (grafik merah) memiliki nilai RMS berturut-turut $6.872 \times 10^{-3}m$ dan $1.103 \times 10^{-3}m$. Hal ini menunjukkan bahwa besarnya nilai respon perpindahan massa utama tidak dipengaruhi besar kecilnya nilai frekuensi operasi melainkan sesuai dengan bode diagram yang ditunjukkan pada Gambar 4.6 dengan grafik warna merah. Dimana Amplitudo respon tertinggi pada frekuensi 31.056 rad/s.

c. Reduksi Sistem Utama



Gambar 4.9 Grafik perbandingan respon perpindahan massa utama terhadap variasi frekuensi operasi

Gambar 4.9 merupakan grafik perbandingan respon perpindahan massa utama (m) tanpa CPDVA dan dengan CPDVA terhadap waktu (s) dengan variasi frekuensi operasi yang disimulasikan pada jumlah piezoelectric 500 dan amplitudo sebesar 0.02 m. Pada Gambar 4.9 a. merupakan grafik respon perpindahan massa utama (m) dengan frekuensi operasi sebesar 31.056 rad/s. Pada Gambar 4.9 a. terdapat grafik biru yang merupakan respon perpindahan massa utama tanpa CPDVA dengan nilai RMS $8.446 \times 10^{-4}m$ dan grafik merah merupakan respon perpindahan massa utama dengan CPDVA yang memiliki RMS sebesar $6.872 \times 10^{-3}m$. Pada Gambar 4.9 b. merupakan grafik respon perpindahan massa utama (m) dengan frekuensi operasi sebesar 36.544 rad/s. Pada Gambar 4.9 b. terdapat grafik biru yang

merupakan respon perpindahan massa utama tanpa CPDVA dengan nilai $RMS\ 1.065 \times 10^{-2}$ dan grafik merah merupakan respon perpindahan massa utama dengan CPDVA yang memiliki RMS sebesar $2.930 \times 10^{-4}m$. Pada Gambar 4.9 c. merupakan grafik respon perpindahan massa utama (m) dengan frekuensi operasi sebesar 46.735 rad/s. Pada Gambar 4.9 c. terdapat grafik biru yang merupakan respon perpindahan massa utama tanpa CPDVA dengan nilai $RMS\ 3.925 \times 10^{-4}m$ dan grafik merah merupakan respon perpindahan massa utama dengan CPDVA yang memiliki RMS sebesar $1.103 \times 10^{-3}m$. Berdasarkan hasil simulasi RMS respon massa utama, didapatkan persentase reduksi dengan menggunakan perhitungan berikut:

$$\%red = \frac{RMS\ without\ CPDVA - RMS\ with\ CPDVA}{RMS\ without\ CPDVA} \quad (4.9)$$

a. $f = 31.056\ rad/s$

$$\%red = \frac{8.446 \times 10^{-4} - 6.872 \times 10^{-3}}{8.446 \times 10^{-4}} \times 100\% = -713.6396\%$$

b. $f = 36.544\ rad/s$

$$\%red = \frac{1.065 \times 10^{-2} - 2.930 \times 10^{-4}}{1.065 \times 10^{-2}} \times 100\% = 97.2488\%$$

c. $f = 46.735\ rad/s$

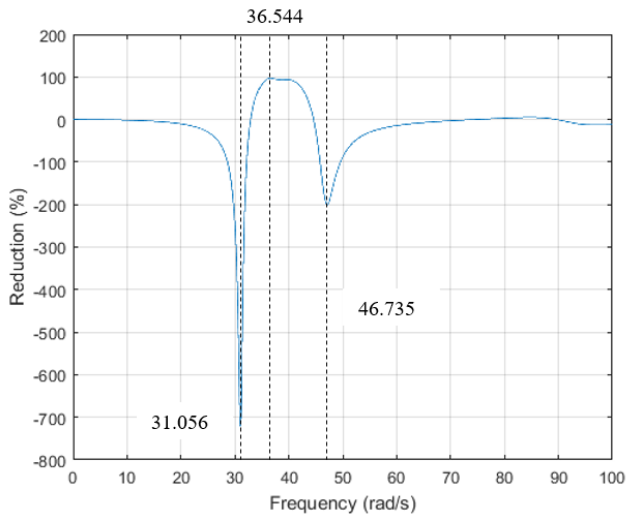
$$\%red = \frac{3.925 \times 10^{-4} - 1.103 \times 10^{-3}}{3.925 \times 10^{-4}} \times 100\% = -181.019\%$$

Dari perhitungan tersebut didapatkan tabel presentase reduksi terhadap variasi frekuensi yang ditunjukkan pada Tabel 4.2

Tabel 4.2 presentase reduksi terhadap variasi frekuensi

Frekuensi (rad/s)	RMS Respon massa utama tanpa CPDVA (m)	RMS Respon massa utama dengan CPDVA (m)	RMS Reduksi Getaran
31.056	0.0008446	0.006872	-713.6396
36.544	0.01065	0.0002930	97.2488
46.735	0.0003925	0.001103	-181.0191

Dari data tersebut dapat disimpulkan bahwa hubungan variasi frekuensi operasi dengan reduksi tidak memiliki trendline yang jelas. Hubungan dari variasi frekuensi terhadap reduksi dapat dibuat grafik dengan menggunakan simulasi yang ditunjukkan pada gambar Gambar 4.10.

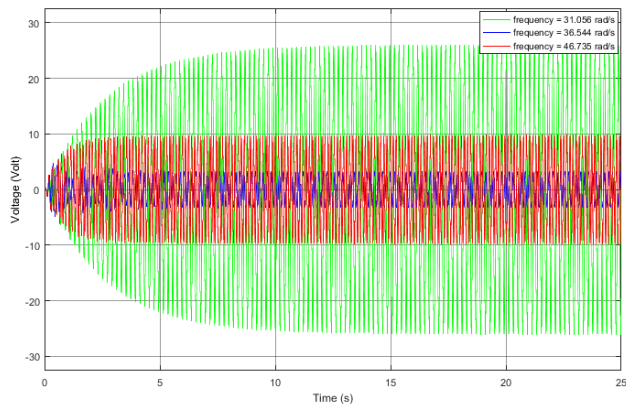


Gambar 4.10 Presentase reduksi terhadap variasi frekuensi operasi

Dari simulasi dapat disimpulkan bahwa variasi frekuensi operasi mempengaruhi nilai reduksi CPDVA pada sistem utama sesuai dengan grafik frekuensi domain yang ditunjukkan pada Gambar 4.10. Pada gambar tersebut terdapat grafik yang berada di

bawah nilai reduksi 0%. Hal ini menunjukkan bahwa pada frekuensi grafik tersebut merupakan frekuensi operasi yang tidak dapat mereduksi sistem utama, namun dapat menambah respon perpindahan sistem utama. Sehingga, frekuensi yang dapat dioperasikan agar sistem dengan CPDVA dapat tereduksi yaitu frekuensi 32.91 rad/s hingga 44.59 rad/s. Sedangkan frekuensi operasi yang dihindari pada frekuensi 31.056 rad/s dan 46.735 rad/s karena berada pada lembah terendah grafik.

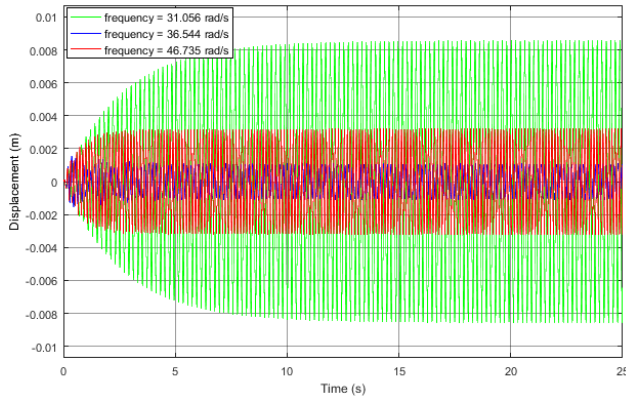
d. Daya Bangkitan yang Dihasilkan



Gambar 4.11 Grafik respon voltase *piezoelectric* terhadap variasi frekuensi operasi

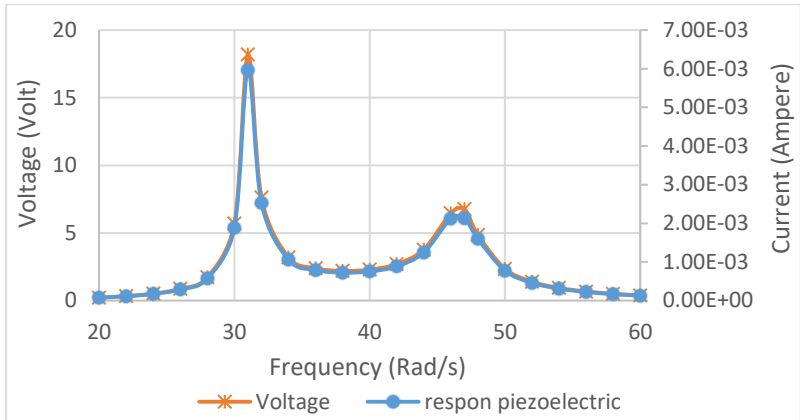
Gambar 4.11 grafik voltase (V) terhadap waktu (s) dengan variasi frekuensi operasi yang disimulasikan pada jumlah piezoelectric 500 dan amplitudo sebesar 0.02 m. Pada grafik tersebut terdapat grafik hijau yang merupakan respon voltase yang disimulasikan pada frekuensi operasi 31.056 rad/s. Dari simulasi tersebut didapatkan hasil RMS sebesar 18.45 V. Sedangkan grafik biru merupakan respon voltase yang disimulasikan pada frekuensi operasi 36.544 rad/s yang memiliki RMS sebesar 2.313 V. Grafik merah menunjukkan respon voltase yang disimulasikan pada

frekuensi operasi 46.735 rad/s dengan RMS sebesar 6.839 V. Besarnya voltase tergantung pada besarnya respon perpindahan pada *piezoelectric*. Besarnya respon perpindahan *piezoelectric* dapat dilihat pada Gambar 4.12.



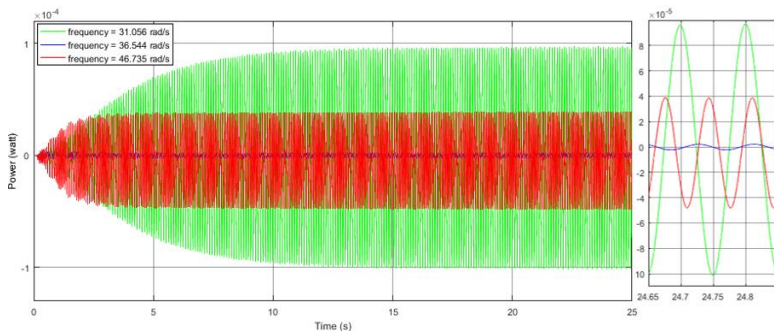
Gambar 4.12 Grafik respon perpindahan *piezoelectric* terhadap variasi frekuensi operasi

Pada Gambar 4.12 terdapat grafik hijau yang merupakan respon perpindahan *piezoelectric* yang disimulasikan pada frekuensi operasi 31.056 rad/s. Sehingga didapat nilai RMS sebesar $6.027 \times 10^{-3}m$. Sedangkan grafik biru merupakan respon perpindahan *piezoelectric* yang disimulasikan pada frekuensi operasi 36.544 rad/s yang memiliki RMS sebesar $7.607 \times 10^{-4}m$. Grafik merah menunjukkan respon perpindahan *piezoelectric* yang disimulasikan pada frekuensi operasi 46.753 rad/s dengan RMS sebesar $2.247 \times 10^{-3}m$. Dari grafik tersebut, dapat disimpulkan bahwa nilai voltase berbanding lurus dengan respon perpindahan *piezoelectric*. Hal ini sesuai dengan persamaan (3.1).



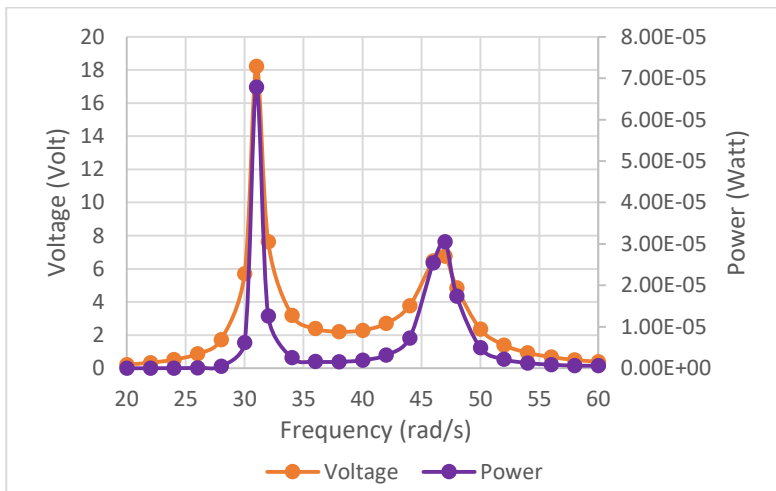
Gambar 4.13 Grafik RMS voltase dan respon *piezoelectric* terhadap frekuensi operasi

Pada Gambar 4.13 menunjukkan bahwa trendline dari grafik voltase terhadap frekuensi operasi berhimpit dengan grafik respon *piezoelectric* terhadap frekuensi operasi meskipun memiliki skala yang berbeda. Kondisi ini berlaku pada setiap variasi frekuensi operasi. Hal ini menunjukkan bahwa hubungan dari nilai voltase dengan respon *piezoelectric* berupa gradien linier.

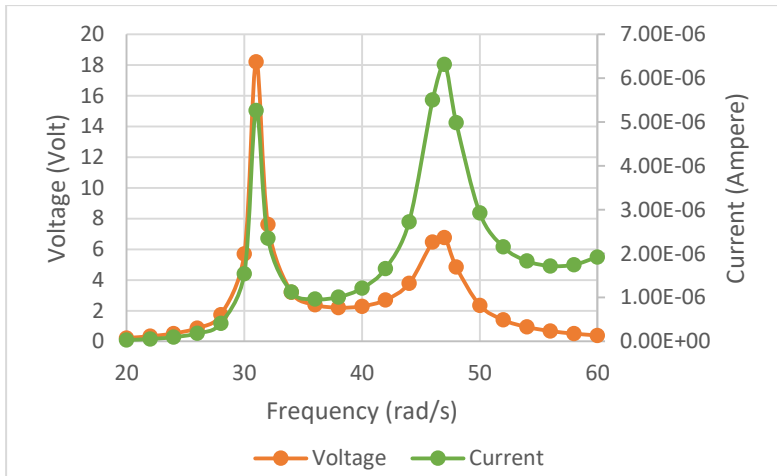


Gambar 4.14 Grafik respon daya *piezoelectric* terhadap variasi frekuensi operasi

Gambar 4.14 grafik Daya bangkitan (Watt) terhadap waktu (s) dengan variasi frekuensi operasi yang disimulasikan pada jumlah piezoelectric 500 dan amplitudo sebesar 0.02 m. Pada grafik tersebut terdapat grafik hijau yang merupakan respon daya yang disimulasikan pada frekuensi operasi 31.056 rad/s. Dari simulasi tersebut didapatkan hasil RMS sebesar $5.752 \times 10^{-5} \text{ watt}$. Sedangkan grafik biru merupakan respon daya yang disimulasikan pada frekuensi operasi 36.544 rad/s yang memiliki RMS sebesar $1.625 \times 10^{-6} \text{ watt}$. Grafik hijau menunjukkan respon daya yang disimulasikan pada frekuensi operasi 46.753 rad/s dengan RMS sebesar $2.88 \times 10^{-5} \text{ watt}$. Dari grafik tersebut, dapat disimpulkan bahwa nilai daya bangkitan berbanding lurus dengan respon voltase *piezoelectric*. Hal ini sesuai dengan persamaan (3.4).

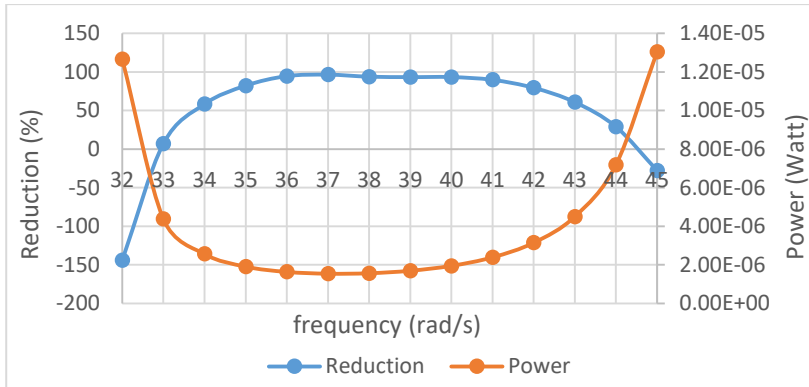


Gambar 4.15 Grafik RMS voltase dan daya terhadap frekuensi operasi



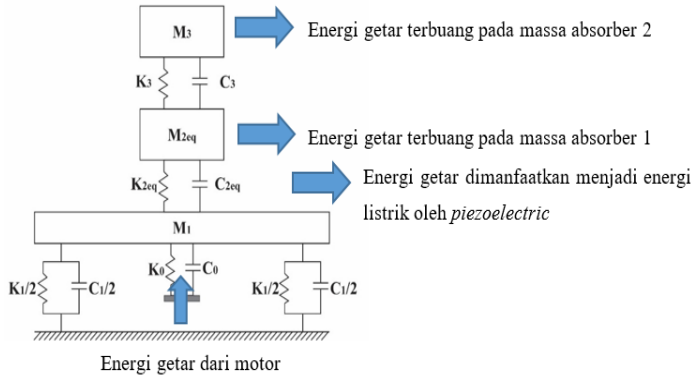
Gambar 4.16 Grafik RMS voltase dan arus listrik terhadap frekuensi operasi

Namun, jika ditinjau menurut grafik voltase dan daya bangkitan terhadap variasi frekuensi operasi yang dapat dilihat pada Gambar 4.15 *trendline* dari grafik daya bangkitan terhadap frekuensi operasi tidak sama dengan grafik dari voltase terhadap frekuensi operasi. Hal ini, disebabkan karena faktor dari RMS arus yang dihasilkan *piezoelectric*. RMS arus *piezoelectric* terhadap frekuensi operasi dapat dilihat pada Gambar 4.16. Dimana *trendline* dari arus terhadap frekuensi operasi berbeda dengan *trendline* dari voltase terhadap frekuensi operasi. grafik arus listrik terhadap frekuensi operasi memiliki *trendline* naik, tetapi memiliki puncak yang lebih tinggi pada frekuensi natural sistem dengan CPDVA. Sedangkan pada grafik voltase *trendline* cenderung memuncak pada frekuensi natural sistem dengan CPDVA. Hal ini yang menyebabkan nilai dari daya bangkitan tidak memiliki kecenderungan sama dengan nilai dari voltase dan arus. Karena nilai daya bangkitan merupakan perkalian dari nilai voltase dan arus.



Gambar 4.17 Grafik reduksi dan daya terhadap frekuensi operasi

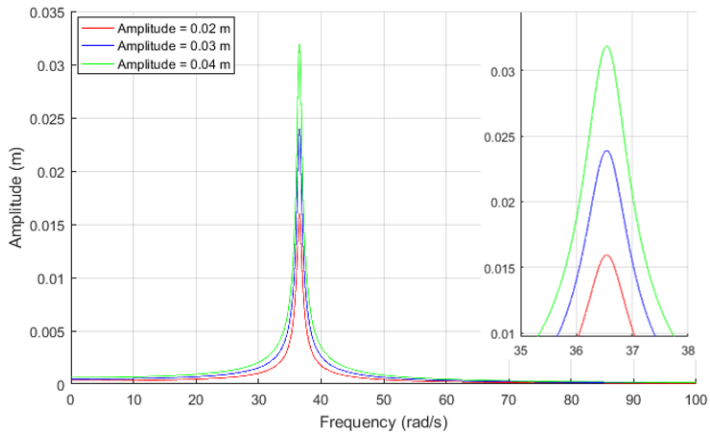
Pada Gambar 4.17 menunjukkan grafik reduksi dan daya bangkitan terhadap frekuensi operasi. Grafik tersebut didapatkan dari hasil simulasi dengan nilai frekuensi operasi 32 rad/s hingga 45 rad/s yang mencakupi frekuensi operasi yang dapat mereduksi. Pada kedua grafik tersebut memiliki *trendline* yang bertolak belakang. Dimana semakin meningkat nilai reduksi maka daya yang dibangkitkan semakin menurun. Sehingga, sistem CPDVA tidak memiliki frekuensi yang optimum untuk mendapatkan nilai reduksi dan daya bangkitan yang terbesar. Namun, dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai reduksi terbesar pada frekuensi operasi 36.544 rad/s. Hal ini terjadi dikarenakan energi getar yang dihasilkan motor pada massa utama diserap oleh sistem CPDVA. Hanya sebagian energi getaran pada sistem CPDVA dimanfaatkan menjadi energi listrik akibat dari respon relatif massa *absorber* 1 dan sistem utama. Sisa energi getar pada sistem CPDVA terbuang sebagian pada massa *absorber* 1 dan energi getar terbesar terbuang pada massa *absorber* 2. Ilustrasi flow energi getar sistem CPDVA dapat dilihat pada Gambar 4.18.



Gambar 4.18 *Flow* energi getaran pada sistem CPDVA

4.5.2 Pemodelan Simulasi Variasi Amplitudo

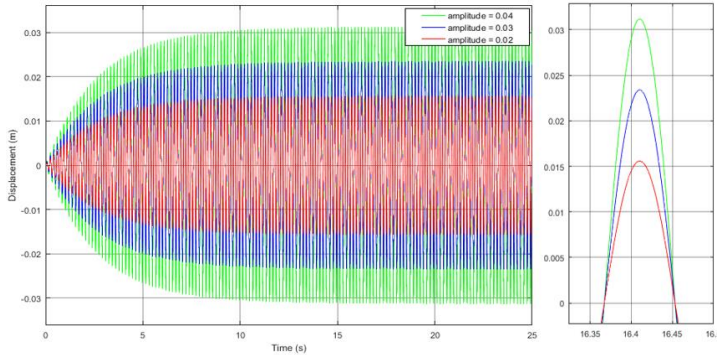
a. Tanpa CPDVA



Gambar 4.19 Bode diagram massa utama dengan variasi amplitudo

Pada Gambar 4.19 menunjukkan besarnya amplitudo terhadap domain frekuensi di mana pada frekuensi natural sistem massa utama tanpa CPDVA yaitu 36,544 rad/s memiliki nilai amplitudo respon tertinggi. Variasi amplitudo eksitasi tidak

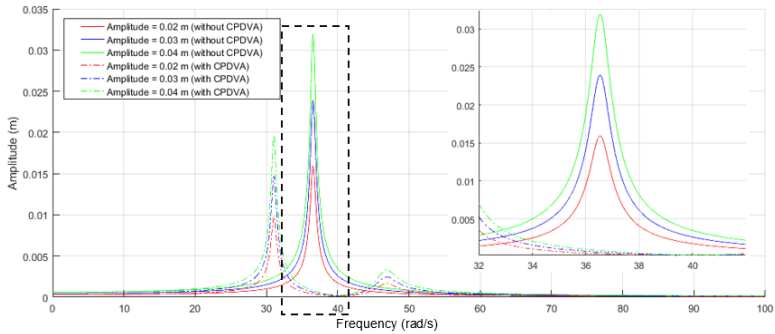
merubah frekuensi natural dari sebuah sistem. Melainkan hanya merubah nilai amplitudo respon setiap frekuensi operasi. Dimana semakin meningkatnya amplitudo eksitasi semakin meningkat pula nilai amplitudo respon sistem utama.



Gambar 4.20 Grafik respon perpindahan massa utama terhadap variasi amplitudo

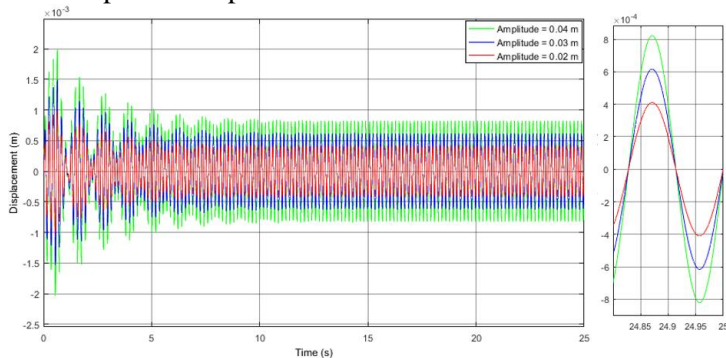
Gambar 4.20 merupakan grafik respon perpindahan massa utama (m) terhadap waktu (s) tanpa CPDVA dengan variasi amplitudo yang disimulasikan pada frekuensi natural sebesar 36,54 rad/s dengan jumlah *piezoelectric* 500 buah. Pada grafik tersebut terdapat grafik merah yang merupakan respon perpindahan massa utama yang disimulasikan pada amplitudo 0.02 m. Dari simulasi tersebut didapatkan hasil RMS sebesar 0.01065 m. Sedangkan grafik biru merupakan respon perpindahan massa utama yang disimulasikan pada amplitudo 0.03 m yang memiliki RMS sebesar 0.01598 m. Grafik hijau menunjukkan respon perpindahan massa utama yang disimulasikan pada amplitudo 0.04 m dengan RMS sebesar 0.02131 m. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai amplitudo eksitasi yang diberikan maka besarnya respon perpindahan pada sistem utama mengalami kenaikan. Hal ini juga dapat dibuktikan dengan grafik bode diagram atau frekuensi domain yang ditunjukkan pada Gambar 4.19.

b. Dengan CPDVA



Gambar 4.21 Bode diagram massa utama dengan variasi amplitudo

Pada Gambar 4.21 menunjukkan besarnya amplitudo respon terhadap domain frekuensi dimana pada frekuensi natural sistem massa utama tanpa CPDVA yaitu 36.544 rad/s memiliki nilai amplitudo respon tertinggi. Variasi amplitudo eksitasi tidak merubah frekuensi natural dari sebuah sistem. Melainkan hanya merubah nilai amplitudo respon setiap frekuensi operasi. Dimana semakin meningkatnya amplitudo eksitasi semakin meningkat pula nilai amplitudo respon sistem utama.



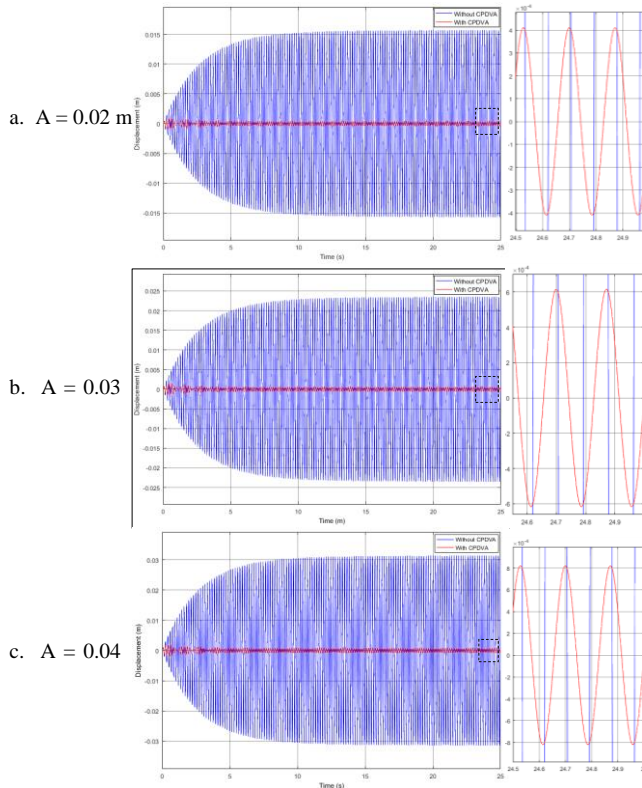
Gambar 4.22 Grafik respon perpindahan massa utama terhadap variasi amplitudo

Gambar 4.22 merupakan grafik respon perpindahan massa utama (m) terhadap waktu (s) dengan variasi amplitudo yang disimulasikan pada frekuensi natural sebesar 34,658 rad/s. Pada grafik tersebut terdapat grafik merah yang merupakan respon perpindahan massa utama yang disimulasikan pada amplitudo 0.02 m. Dari simulasi tersebut didapatkan hasil RMS sebesar $2.92 \times 10^{-4}m$. Sedangkan grafik biru merupakan respon perpindahan massa utama yang disimulasikan pada amplitudo 0.03 m yang memiliki RMS sebesar $4.38 \times 10^{-4}m$. Grafik hijau menunjukkan respon perpindahan massa utama yang disimulasikan pada amplitudo 0.04 m dengan RMS sebesar $5.84 \times 10^{-4}m$. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai amplitudo eksitasi yang diberikan maka besarnya respon perpindahan pada sistem utama dengan CPDVA mengalami kenaikan. Hal ini juga dapat dibuktikan dengan grafik bode diagram atau frekuensi domain reduksi sistem utama yang ditunjukkan pada Gambar 4.21.

c. Reduksi Sistem Utama

Gambar 4.23 merupakan grafik perbandingan respon perpindahan massa utama (m) tanpa CPDVA dan dengan CPDVA terhadap waktu (s) dengan variasi amplitudo yang disimulasikan pada frekuensi natural sebesar 36.544 rad/s dan jumlah *piezoelectric* sebesar 500 buah. Pada Gambar 4.23 a. merupakan grafik respon perpindahan massa utama (m) dengan amplitudo 0.02 m. Pada Gambar 4.23 a. terdapat grafik biru yang merupakan respon perpindahan massa utama tanpa CPDVA dengan nilai RMS $1.067 \times 10^{-2}m$ dan grafik merah merupakan respon perpindahan massa utama dengan CPDVA yang memiliki RMS sebesar $2.925 \times 10^{-4}m$. Dari RMS tersebut didapatkan nilai reduksi dari CPDVA sebesar 97.25%. Pada Gambar 4.23 b. merupakan grafik respon perpindahan massa utama (m) dengan amplitudo 0.03 m. Pada Gambar 4.23 b. terdapat grafik biru yang merupakan respon perpindahan massa utama tanpa CPDVA dengan nilai RMS $1.597 \times 10^{-2}m$ dan grafik merah merupakan respon perpindahan massa utama dengan CPDVA yang memiliki RMS sebesar

$4.394 \times 10^{-4}m$. Dari RMS tersebut didapatkan nilai reduksi dari CPDVA sebesar 97.25%. Pada Gambar 4.23c. merupakan grafik respon perpindahan massa utama (m) dengan amplitudo 0.04 m. Pada Gambar 4.23 c. terdapat grafik biru yang merupakan respon perpindahan massa utama tanpa CPDVA dengan nilai RMS $2.129 \times 10^{-2}m$ dan grafik merah merupakan respon perpindahan massa utama dengan CPDVA yang memiliki RMS sebesar $5.85 \times 10^{-4}m$. Dari hasil simulasi didapatkan RMS respon tanpa CPDVA, dengan CPDVA, reduksi getaran terhadap variasi amplitudo dan frekuensi yang ditunjukkan pada Tabel 4.3.

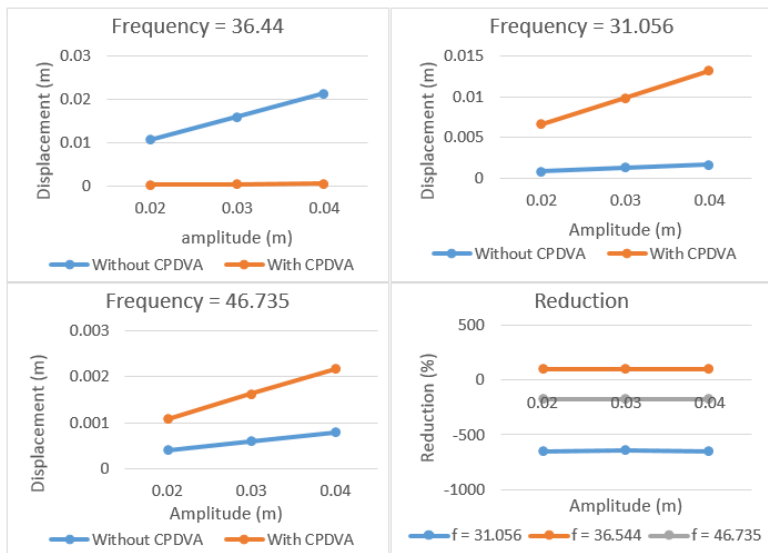


Gambar 4.23 Grafik perbandingan respon perpindahan massa utama terhadap variasi amplitudo

Tabel 4.3 RMS Respon Tanpa CPDVA, dengan CPDVA, Reduksi Getaran dengan variasi amplitudo dan frekuensi.

Amplitudo (m)	Frekuensi (rad/s)	RMS Respon massa utama tanpa CPDVA (m)	RMS Respon massa utama dengan CPDVA (m)	RMS Reduksi Getaran
0.02	31.056	0.000868	0.006534	-652.765
	36.544	0.01067	0.0002925	97.259
	46.735	0.0003971	0.001081	-172.224
0.03	31.056	0.001326	0.009845	-642.459
	36.544	0.01597	0.0004394	97.249
	46.735	0.0005964	0.001622	-171.965
0.04	31.056	0.00174	0.01309	-652.299
	36.544	0.02129	0.000585	97.252
	46.735	0.0007935	0.002163	-172.589

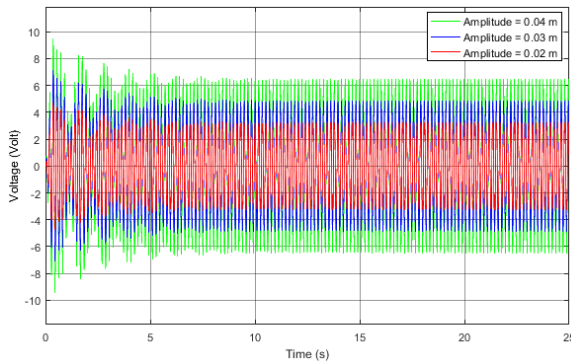
Dari data tersebut dapat dibuat grafik yang ditunjukkan pada gambar Gambar 4.24.



Gambar 4.24 Grafik RMS Respon Tanpa CPDVA, dengan CPDVA, Reduksi Getaran variasi amplitudo dan frekuensi

Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.24 didapatkan kesimpulan bahwa dengan bertambahnya nilai amplitudo menghasilkan RMS respon yang semakin meningkat. Hal ini berlaku pada setiap frekuensi kerja. Sedangkan dengan adanya variasi amplitudo, RMS dari nilai reduksi akan tetap sama. Hal ini disebabkan karena dengan bertambahnya nilai amplitudo menghasilkan RMS respon sistem tanpa CPDVA dan dengan CPDVA meningkat. Sehingga mengakibatkan nilai RMS reduksi tetap pada setiap frekuensi kerja yang sama.

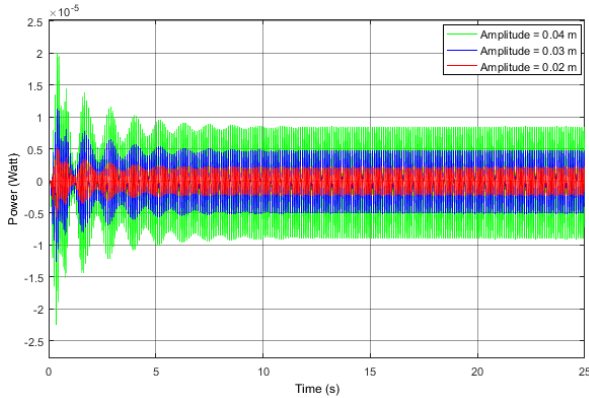
d. Daya Bangkitan yang Dihasilkan



Gambar 4.25 Grafik respon voltase *piezoelectric* terhadap variasi amplitudo

Gambar 4.25 grafik voltase (V) terhadap waktu (s) dengan variasi amplitudo yang disimulasikan pada frekuensi natural sebesar 34,658 rad/s dan jumlah *piezoelectric* sebesar 500 buah. Pada grafik tersebut terdapat grafik hijau yang merupakan respon voltase yang disimulasikan pada amplitudo 0.04 m. Dari simulasi tersebut didapatkan hasil RMS sebesar 4.748 V. Sedangkan grafik biru merupakan respon voltase yang disimulasikan pada amplitudo 0.03 m yang memiliki RMS sebesar 3.615 V. Grafik merah menunjukkan respon voltase yang disimulasikan pada amplitudo

0.02 m dengan RMS sebesar 2.374 V. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai amplitudo eksitasi yang diberikan maka besarnya voltase yang dihasilkan *piezoelectric* semakin meningkat.



Gambar 4.26 Grafik respon daya *piezoelectric* terhadap variasi amplitudo

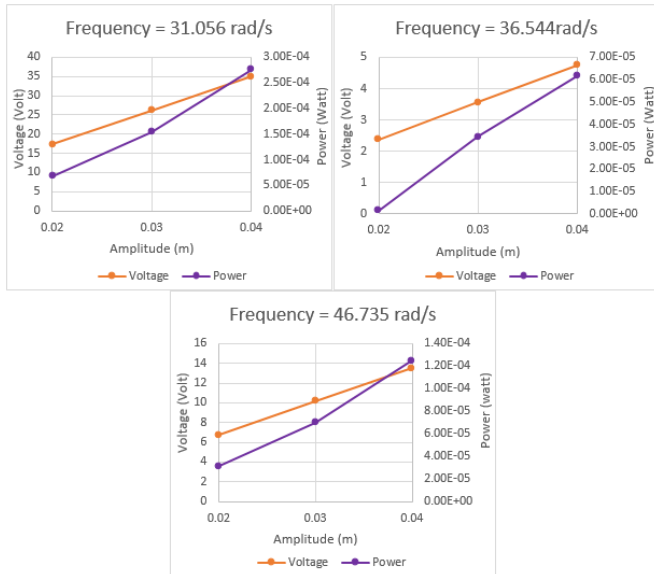
Gambar 4.26 grafik daya bangkitan (Watt) terhadap waktu (s) dengan variasi amplitudo yang disimulasikan pada frekuensi natural sebesar 34,658 rad/s dan jumlah *piezoelectric* sebesar 500 buah. Pada grafik tersebut terdapat grafik hijau yang merupakan respon daya yang disimulasikan pada amplitudo 0.04 m. Dari simulasi tersebut didapatkan hasil RMS sebesar $6.145 \times 10^{-6} \text{ watt}$. Sedangkan grafik biru merupakan respon daya yang disimulasikan pada amplitudo 0.03 m yang memiliki RMS sebesar $3.457 \times 10^{-6} \text{ watt}$. Grafik hijau menunjukkan respon daya yang disimulasikan pada amplitudo 0.02 m dengan RMS sebesar $1.536 \times 10^{-6} \text{ watt}$. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai amplitudo eksitasi yang diberikan maka besarnya daya yang dihasilkan *piezoelectric* semakin meningkat. Dari hasil simulasi didapatkan RMS respon voltase, arus listrik,

dan daya bangkitan dengan variasi amplitudo dan frekuensi yang ditunjukkan pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4 RMS Respon Voltase, Arus Listrik, dan Daya Bangkitan dengan variasi Amplitudo dan Frekuensi.

Amplitudo (m)	Frekuensi (rad/s)	RMS Respon Voltase (Volt)	RMS Respon Arus listrik (I)	RMS Respon Daya (Watt)
0.02	31.056	17.46	5.499×10^{-6}	6.864×10^{-5}
	36.544	2.368	0.915×10^{-6}	1.538×10^{-6}
	46.735	6.783	6.447×10^{-6}	3.123×10^{-5}
0.03	31.056	26.16	8.248×10^{-6}	15.45×10^{-5}
	36.544	3.554	1.374×10^{-6}	3.456×10^{-6}
	46.735	10.2	9.685×10^{-6}	7.021×10^{-5}
0.04	31.056	34.96	11×10^{-6}	27.51×10^{-5}
	36.544	4.745	1.83×10^{-6}	6.147×10^{-6}
	46.735	13.56	12.29×10^{-6}	12.49×10^{-5}

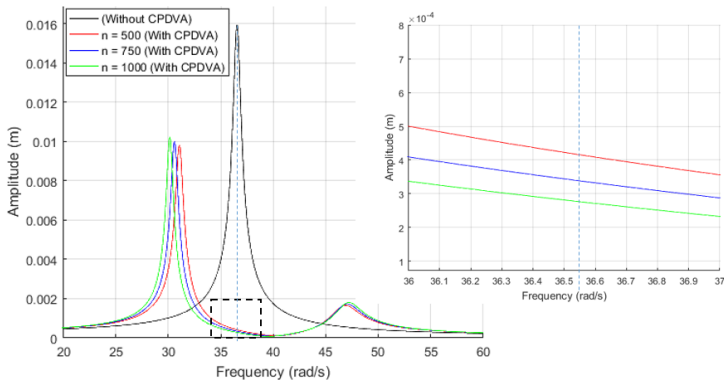
Dari data tersebut dapat dibuat grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.27. Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.27 didapatkan kesimpulan bahwa dengan bertambahnya nilai amplitudo menghasilkan RMS respon voltase dan daya yang semakin meningkat pada setiap frekuensi kerja. Hal ini disebabkan respon dari perpindahan *piezoelectric* semakin meningkat dengan adanya peningkatan amplitudo. Dengan bertambahnya respon *piezoelectric* mengakibatkan voltase *piezoelectric* semakin meningkat begitu pula daya bangkitan yang dihasilkan.



Gambar 4.27 Grafik RMS Respon Voltase, Arus Listrik, dan Daya Bangkitan dengan variasi Amplitudo dan Frekuensi.

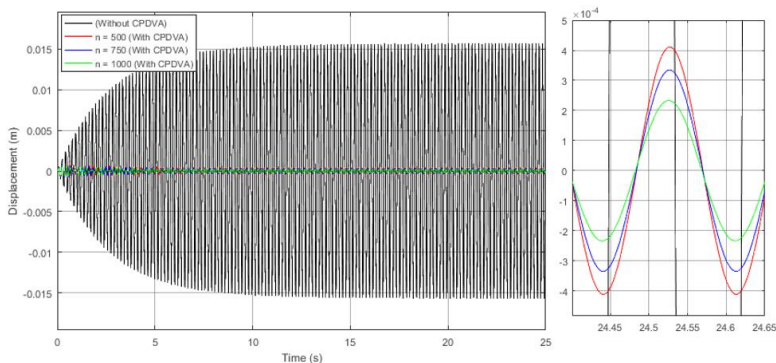
4.5.3 Pemodelan Simulasi Variasi Jumlah *Piezoelectric*

a. Reduksi Sistem Utama



Gambar 4.28 Bode diagram massa utama dengan variasi jumlah piezoelectric

Pada Gambar 4.28 menunjukkan besarnya amplitudo respon terhadap domain frekuensi dimana pada frekuensi natural sistem massa utama tanpa CPDVA yaitu 36,544 rad/s memiliki nilai amplitudo respon tertinggi dan nilai amplitudo menurun pada sistem CPDVA. Variasi jumlah *piezoelectric* menyebabkan frekuensi natural dengan CPDVA berubah. Hal ini sesuai dengan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.28. Dimana semakin besar jumlah *piezoelectric*, frekuensi natural sistem dengan CPDVA semakin menjauhi frekuensi natural sistem tanpa CPDVA. Sehingga hal ini menyebabkan amplitudo pada frekuensi natural pada sistem dengan CPDVA semakin menurun dengan semakin banyaknya jumlah *piezoelectric*.



Gambar 4.29 Grafik perbandingan respon perpindahan massa utama terhadap variasi jumlah *piezoelectric*

Gambar 4.29 merupakan grafik perbandingan respon perpindahan massa utama (m) tanpa CPDVA dan dengan CPDVA terhadap waktu (s) dengan variasi jumlah *piezoelectric* yang disimulasikan pada frekuensi natural sebesar 36,544 rad/s dan amplitudo sebesar 0.02 m. Pada Gambar 4.29 terdapat grafik berwarna hitam, yang merupakan respon perpindahan massa utama tanpa CPDVA dengan nilai $\text{RMS } 1.065 \times 10^{-2} \text{ m}$. Sedangkan

grafik merah, biru dan hijau merupakan grafik respon perpindahan massa utama dengan ditambahkan CPDVA. Grafik merah disimulasikan menggunakan 500 *piezoelectric*. Dari hasil simulasi didapatkan RMS sebesar $2.930 \times 10^{-4}m$. Grafik biru disimulasikan pada 750 *piezoelectric* menghasilkan respon massa utama dengan RMS sebesar $2.382 \times 10^{-4}m$. Grafik hijau merupakan grafik respon yang disimulasikan pada CPDVA dengan 1000 *piezoelectric*. Dari hasil simulasi, didapatkan RMS sebesar $1.653 \times 10^{-4}m$. Berdasarkan hasil simulasi RMS respon massa utama, didapatkan persentase reduksi dengan menggunakan (4.9) didapatkan hasil berikut:

a. $n = 500$

$$\%red = \frac{1.065 \times 10^{-2} - 2.930 \times 10^{-4}}{1.065 \times 10^{-2}} \times 100\% = 97.2488\%$$

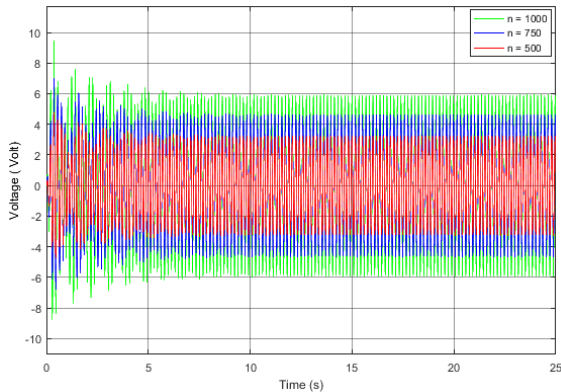
b. $n = 750$

$$\%red = \frac{1.065 \times 10^{-2} - 2.382 \times 10^{-4}}{1.065 \times 10^{-2}} \times 100\% = 97.7634\%$$

c. $n = 1000$

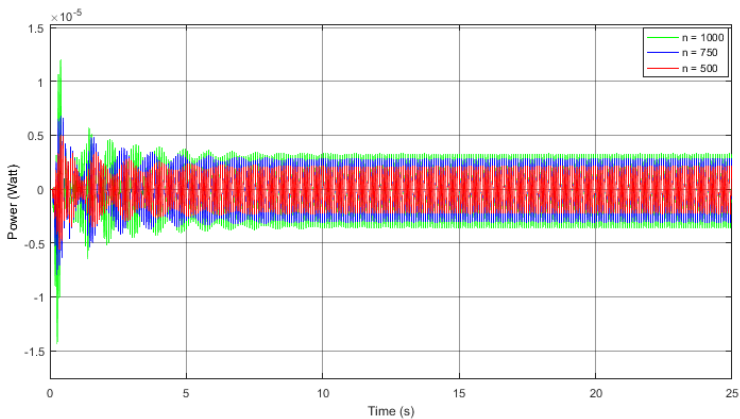
$$\%red = \frac{1.065 \times 10^{-2} - 1.653 \times 10^{-4}}{1.065 \times 10^{-2}} \times 100\% = 98.4479\%$$

b. Daya Bangkitan yang Dihasilkan



Gambar 4.30 Grafik respon voltase *piezoelectric* terhadap variasi jumlah *piezoelectric*

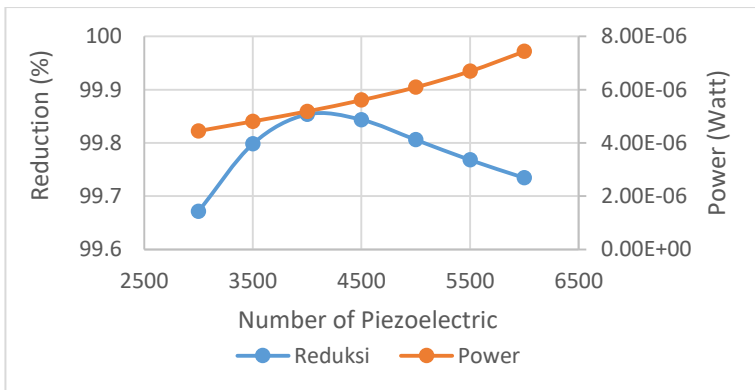
Gambar 4.30 grafik voltase (V) terhadap waktu (s) dengan variasi *piezoelectric* yang disimulasikan pada frekuensi natural sebesar 36.544 rad/s dan amplitudo sebesar 0.02 m. Pada grafik tersebut terdapat grafik merah yang merupakan respon voltase yang disimulasikan pada jumlah *piezoelectric* 500 buah. Dari simulasi tersebut didapatkan hasil RMS sebesar 2.369 V. Sedangkan grafik biru merupakan respon voltase yang disimulasikan pada jumlah *piezoelectric* 750 buah yang memiliki RMS sebesar 3.392 V. Grafik hijau menunjukkan respon voltase yang disimulasikan pada jumlah *piezoelectric* 1000 buah dengan RMS sebesar 4.327 V. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai jumlah *piezoelectric* yang diberikan maka besarnya voltase yang dihasilkan *piezoelectric* semakin meningkat. Hal ini sesuai dengan persamaan (2.36).



Gambar 4.31 Grafik respon daya *piezoelectric* terhadap variasi jumlah *piezoelectric*

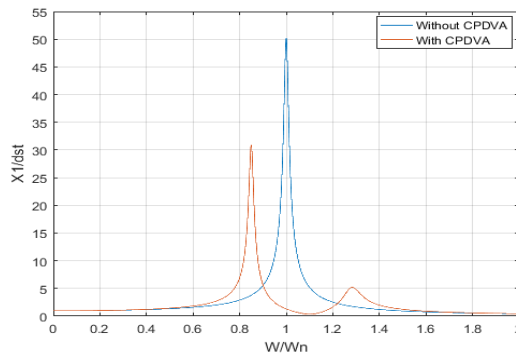
Gambar 4.31 grafik Daya bangkitan (Watt) terhadap waktu (s) dengan variasi *piezoelectric* yang disimulasikan pada frekuensi natural sebesar 36,544 rad/s dan amplitudo sebesar 0.02 m. Pada grafik tersebut terdapat grafik merah yang merupakan respon daya

yang disimulasikan pada jumlah *piezoelectric* 500 buah. Dari simulasi tersebut didapatkan hasil RMS sebesar 1.537×10^{-6} watt. Sedangkan grafik biru merupakan respon daya yang disimulasikan pada jumlah *piezoelectric* 750 buah yang memiliki RMS sebesar 2.070×10^{-6} watt. Grafik hijau menunjukkan respon daya yang disimulasikan pada jumlah *piezoelectric* 1000 buah dengan RMS sebesar 2.422×10^{-6} watt. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin besar jumlah *piezoelectric* yang diberikan maka besarnya daya yang dihasilkan *piezoelectric* semakin meningkat. Hal ini juga berlaku pada berapapun jumlah *piezoelectric* yang ditunjukkan grafik jingga pada Gambar 4.32. Namun, hal tersebut tidak berlaku pada nilai reduksi, pada Gambar 4.32, menunjukkan bahwa nilai reduksi optimum terjadi pada variasi jumlah *piezoelectric* sebanyak 4000 buah. Dari kedua grafik tersebut, didapatkan nilai optimum untuk mereduksi dan dapat menghasilkan daya listrik pada jumlah *piezoelectric* sebanyak 4000 buah.



Gambar 4.32 Grafik RMS reduksi dan daya terhadap jumlah *piezoelectric*

4.6 Normalisasi



Gambar 4.33 Normalisasi CPDVA

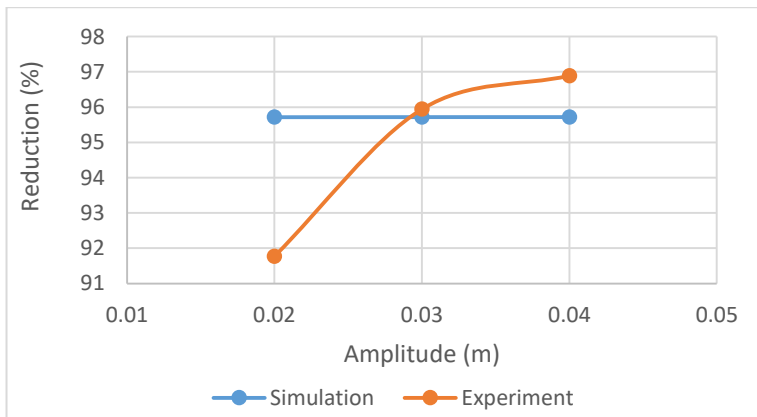
Gambar 4.33 merupakan grafik normalisasi untuk sistem CPDVA. Dimana nilai dari $\frac{\omega}{\omega_n}$ merupakan rasio frekuensi natural dan $\delta_{st} = \frac{F_0}{K_1} = \frac{Y.K_0}{K_1}$. Sistem dari CPDVA menggunakan rasio massa *absorber* sebesar $\frac{m_2}{m_1} = \frac{1}{20}$ dan $\frac{m_3}{m_1} = \frac{3}{40}$ [4], rasio konstanta pegas sebesar $\frac{K_2}{K_1} = 0.2877$ dan $\frac{K_3}{K_1} = 0.1688$, dan rasio *damper* sebesar $\xi_1 = 7.231 \times 10^{-3}$, $\xi_2 = 0.096$, $\xi_3 = 0.09$. Grafik biru merupakan grafik normalisasi sistem tanpa CPDVA. Sedangkan grafik merah merupakan grafik normalisasi sistem dengan CPDVA. Hasil dari grafik normalisasi dapat digunakan untuk pengaplikasian sistem CPDVA dengan menggunakan parameter yang berbeda.

4.7 Perbandingan Simulasi dengan Eksperimen

4.7.1 Perbandingan Reduksi

Tabel 4.5 Reduksi respon percepatan variasi amplitudo hasil simulasi dan eksperimen

Amplitudo (m)	Simulasi		Eksperimen	
	Reduksi (m/s ²)	Reduksi (%)	Reduksi (m/s ²)	Reduksi (%)
0.02	0,604	95,71	0,0093	91,77
0.03	0,9072	95,71	0,0103	95,94
0.04	1,21	95,71	0,0112	96,89



Gambar 4.34 Grafik perbandingan RMS reduksi percepatan sistem CPDVA hasil simulasi dan eksperimen

Dari hasil eksperimen dan simulasi didapatkan nilai reduksi dengan variasi amplitudo yang disimulasikan pada frekuensi 36,5 rad/s dan 8 *piezoelectric* yang ditunjukkan pada Perbandingan Reduksi

Tabel 4.5. Dari tabel tersebut didapatkan grafik perbandingan reduksi sistem utama hasil simulasi dengan eksperimen yang ditunjukkan pada gambar Gambar 4.34. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa tren grafik hasil simulasi adalah datar. Sedangkan tren grafik hasil eksperimen adalah naik. Perbedaan pada tren grafik hasil eksperimen tersebut dapat dikarenakan beberapa faktor, diantaranya adalah kondisi eksperimen yang tidak ideal dan banyaknya noise pada data sehingga tidak sesuai dengan grafik hasil simulasi. Dari grafik tersebut didapatkan nilai error untuk setiap variasi yang ditunjukkan pada tabel Tabel 4.6.

Tabel 4.6 Error reduksi variasi amplitudo

Amplitudo (m)	Reduksi Simulasi (%)	Reduksi Eksperimen (%)	Error (%)
0.02 m	95.71	91.77	4.120
0.03 m	95.71	95.94	0.233
0.04 m	95.71	96.89	1.225

Dari data tersebut didapatkan *Mean Absolute Error (MAE)* dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

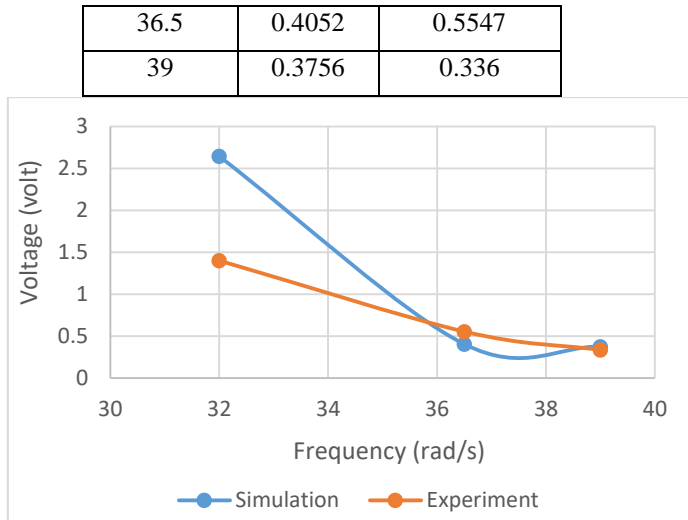
$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |error_i| \quad (4.10)$$

$$MAE = \frac{1}{3} (4.120 + 0.233 + 1.225) = 1.86 \% \quad (4.11)$$

4.7.2 Perbandingan Voltase

Tabel 4.7 Voltase *piezoelectric* variasi frekuensi hasil simulasi dan eksperimen

Frekuensi (rad/s)	Voltase (volt)	
	Simulasi	Eksperimen
32	2.644	1.4007



Gambar 4.35 Grafik perbandingan voltase *piezoelectric* hasil simulasi dan eksperimen

Dari hasil eksperimen dan simulasi didapatkan voltase *piezoelectric* dengan variasi frekuensi operasi yang disimulasikan pada amplitudo eksentrik motor 0.04 m dan 8 *piezoelectric* yang ditunjukkan pada Tabel 4.7. Dari tabel tersebut didapatkan grafik perbandingan voltase bangkitan *piezoelectric* simulasi dengan eksperimen yang ditunjukkan pada gambar Gambar 4.35. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa *trendline* grafik hasil simulasi dan *trendline* grafik hasil eksperimen hampir sama. Terdapat perbedaan nilai voltase pada frekuensi 36.5 rad/s. Perbedaan pada *trendline* grafik hasil eksperimen tersebut dapat dikarenakan beberapa faktor, diantaranya adalah kondisi eksperimen yang tidak ideal dan banyaknya noise, kondisi peralatan pengukuran yang belum terkalibrasi, dan ketidaksesuaian parameter *piezoelectric* pada simulasi dan eksperimen sehingga grafik eksperimen tidak sesuai dengan grafik hasil simulasi. Dari grafik tersebut didapatkan

nilai error untuk setiap variasi yang ditunjukkan pada tabel Tabel 4.8.

Tabel 4.8 Error reduksi variasi frekuensi operasi

Frekuensi (rad/s)	Voltase Simulasi (volt)	Voltase Eksperimen (volt)	Error (%)
32	2.644	1.4007	47.023
36.5	0.4052	0.5547	36.895
39	0.3756	0.336	10.543

Dari data tersebut didapatkan *Mean Absolute Error (MAE)* dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |error_i| \quad (4.12)$$

$$MAE = \frac{1}{3} (47.023 + 36.895 + 10.543) = 31.487\% \quad (4.13)$$

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dirancang sistem utama sebagai sumber getar dengan arah getar hanya terjadi pada arah translasi karena gerakan dibatasi oleh batang pengarah dan massa utama ditompang oleh empat pegas dan empat *dampers* yang memiliki konstanta yang sama yaitu sebesar 2300.5 N/m dan 0.925 N.s/m. Variasi frekuensi didapatkan dari perubahan frekuensi motor dan variasi amplitudo didapatkan dari penempatan pegas dan *dampers* pendorong pada *disk* motor.
2. Telah dirancang *Cantilever Piezoelectric Double Vibration Absorber* (CPDVA) yang terdiri dari dua massa *absorber* yaitu massa *absorber* 1 dengan berat 0.35 kg dan massa *absorber* 2 dengan berat 0.525 kg yang ditompang oleh masing-masing pegas dan *dampers* dengan konstanta sebesar 1553 N/m dan 2.47 N.s/m untuk massa *absorber* 1 dan 2648 N/m dan 3.47 N.s/m untuk massa *absorber* 2. Sistem ini berfungsi untuk mereduksi getaran translasi pada sistem utama dengan arah vertikal dan dapat menghasilkan energi listrik.
3. Frekuensi operasi yang semakin mendekati frekuensi natural mengakibatkan respon massa utama semakin besar. Hal ini berlaku pada sistem tanpa CPDVA dengan frekuensi natural tanpa CPDVA dan sistem menggunakan CPDVA dengan frekuensi naturalnya. Frekuensi operasi pada sistem tanpa CPDVA dan sistem dengan CPDVA memiliki respon yang berbeda. Sehingga nilai dari reduksi sistem memiliki nilai yang berbeda pada setiap frekuensi operasi.
4. Nilai reduksi terbesar pada variasi frekuensi operasi adalah pada frekuensi 36.544 rad/s atau frekuensi natural tanpa CPDVA yaitu sebesar 97.4 %. Sedangkan nilai reduksi

terendah pada frekuensi 31.056% atau frekuensi natural pertama dengan CPDVA yaitu sebesar 713.6 %. Namun nilai daya bangkitan yang dihasilkan berbanding terbalik pada frekuensi operasi 31.056 rad/s dan 36.544 rad/s yaitu berturut-turut sebesar $5.752 \times 10^{-5} \text{ watt}$ dan $1.625 \times 10^{-6} \text{ watt}$. Sehingga reduksi yang optimum dan dapat menghasilkan listrik jika sistem dioperasikan pada frekuensi operasi 36.544 rad/s.

5. Semakin besar amplitudo eksitasi menyebabkan perpindahan yang terjadi pada massa utama, massa *absorber* juga semakin meningkat. Hal ini menyebabkan presentase reduksi yang dihasilkan tidak berubah atau konstant. Sedangkan daya bangkitan yang dihasilkan dari CPDVA semakin bertambah karena pengaruh respon perpindahan *piezoelectric* semakin bertambah.
6. Dengan menggunakan variasi *piezoelectric* didapatkan nilai optimum reduksi yang dihasilkan yaitu sebesar 99.85% dengan menggunakan *piezoelectric* 4000 buah. Sedangkan pada daya bangkitan yang dihasilkan semakin meningkat dengan meningkatnya jumlah *piezoelectric*.
7. Untuk mendapatkan reduksi getaran yang optimum dan menghasilkan listrik yang terbesar dapat memvariasikan nilai massa CPDVA dan konstanta pegas CPDVA.

5.2 Saran

Dari penelitian yang telah dilakukan didapatkan saran sebagai berikut:

1. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, disarankan untuk menggunakan sistem pada frekuensi operasi sama dengan frekuensi natural sistem utama tanpa CPDVA. Hal ini dikarenakan, pada frekuensi tersebut memiliki reduksi tertinggi dan dapat menghasilkan daya listrik.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations Fifth Edition*, Amerika: Prentice Hall, 2011.
- [2] C. G. Gonzalez, V. R. Franco, M. J. Brennan, S. d. Silva and V. L. Junior, *Energy Harvesting Using Piezoelectric and Electromagnetic Transducers*, Brazil: Grupo de Materiais e Sistemas Inteligentes, Depto. de Engenharia Mecanica, Universidade Estadual Paulista, 2010.
- [3] G. Aguirre, M. Gorostiaga, T. Porchez and J. Munoa, *Self-tuning Dynamic Vibration Absorber For Machine Tool*, France: Cedrat Technologies , 2014.
- [4] A. Lostari, *Studi Perbandingan Pengaruh Penambahan SDVA dan DDVA Tersusun Seri Terhadap Respon Getaran Translasi Sistem Utama*, Surabaya: Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2015.
- [5] A. T. Mineto, *Modeling of a Cantilever Beam for Piezoelectric Energy Harvesting*, brazil: Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, USP, 2010.
- [6] S. d. Silva, "Vibration Energy Harvesting Using *Piezoelectric* Transducer and Non Controlled Rectifiers Circuits," *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, vol. XXXIV, pp. 378-385, 2012.
- [7] W. R. Effendy, *Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi pada Sistem Utama dan Energi Listrik yang Dihasilkan oleh Mekanisme Dynamic Vibration Absorber Metode Cantilever Piezoelectric (CPDVA)*, Surabaya: Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2016.
- [8] T. Hehn and Y. Manoli, *CMOS Circuits for Piezoelectric Energy Harvesters*, Germany: Springer, 2015.

- [9] A. N. Krisdianto, Studi Karakteristik Energi yang Dihasilkan Mekanisme Vibration Energy Harvesting dengan Metode *Piezoelectric* untuk Pembebanan Frontal dan Lateral, Surabaya: Teknik Mesin FTI – ITS, 2011.
- [10] Z. W. Firdaus, Pemodelan dan Analisa Energi Listrik yang Dihasilkan Mekanisme Ocean Wave Energy Harvester Tipe Pelampung Bola Menggunakan Metode *Cantilever Piezoelectric*, Surabaya: Teknik Mesin FTI-ITS, 2016.

**LAMPIRAN 1 : Tabel Reduksi dan Daya dengan Variasi
Frekuensi Operasi**

Frekuensi	RMS Tanpa CPDVA	RMS dengan CPDVA	Reduksi	Daya
32	1.01E-03	2.46E-03	-1.44E+02	1.27E-05
33	1.27E-03	1.18E-03	7.00E+00	4.37E-06
34	1.75E-03	7.27E-04	5.84E+01	2.56E-06
35	2.80E-03	4.96E-04	8.23E+01	1.90E-06
36	6.59E-03	3.50E-04	9.47E+01	1.63E-06
37	7.17E-03	2.48E-04	9.65E+01	1.54E-06
38	2.84E-03	1.72E-04	9.39E+01	1.56E-06
39	1.72E-03	1.13E-04	9.34E+01	1.69E-06
40	1.21E-03	7.97E-05	9.34E+01	1.94E-06
41	9.35E-04	9.52E-05	8.98E+01	2.39E-06
42	7.58E-04	1.55E-04	7.95E+01	3.14E-06
43	6.34E-04	2.48E-04	6.09E+01	4.50E-06
44	5.45E-04	3.87E-04	2.90E+01	7.19E-06
45	4.75E-04	6.07E-04	-2.77E+01	1.31E-05

**LAMPIRAN 2 : Tabel Arus, Voltase, dan Daya dengan
Variasi Frekuensi Operasi**

<i>Frequency</i>	<i>Current</i>	<i>Voltage</i>	<i>Power</i>
20	3.23E-08	2.25E-01	4.91E-09
22	5.47E-08	3.35E-01	1.27E-08
24	9.65E-08	5.20E-01	3.58E-08
26	1.84E-07	8.72E-01	1.14E-07
28	4.14E-07	1.73E+00	5.05E-07
30	1.55E-06	5.71E+00	6.24E-06
32	2.35E-06	7.63E+00	1.26E-05
34	1.13E-06	3.20E+00	2.54E-06
36	9.64E-07	2.39E+00	1.62E-06
38	1.01E-06	2.20E+00	1.55E-06
40	1.21E-06	2.29E+00	1.93E-06
42	1.66E-06	2.70E+00	3.19E-06
44	2.73E-06	3.78E+00	7.32E-06
46	5.50E-06	6.47E+00	2.54E-05
48	4.99E-06	4.85E+00	1.74E-05
50	2.93E-06	2.35E+00	4.96E-06
52	2.15E-06	1.40E+00	2.19E-06
54	1.83E-06	9.37E-01	1.27E-06
56	1.72E-06	6.75E-01	8.79E-07
58	1.75E-06	5.07E-01	6.40E-07
60	1.93E-06	3.90E-01	6.21E-07

LAMPIRAN 3 : Tabel Respon *Piezoelectric* dan Voltase dengan Variasi Frekuensi Operasi

<i>Frequency</i>	respon <i>piezoelectric</i>	<i>Voltage</i>
20	7.39E-05	2.25E-01
22	1.10E-04	3.35E-01
24	1.71E-04	5.20E-01
26	2.87E-04	8.72E-01
28	5.70E-04	1.73E+00
30	1.88E-03	5.71E+00
32	2.52E-03	7.63E+00
34	1.06E-03	3.20E+00
36	7.91E-04	2.39E+00
38	7.24E-04	2.20E+00
40	7.52E-04	2.29E+00
42	8.86E-04	2.70E+00
44	1.24E-03	3.78E+00
46	2.13E-03	6.47E+00
48	1.60E-03	4.85E+00
50	7.72E-04	2.35E+00
52	4.59E-04	1.40E+00
54	3.09E-04	9.37E-01
56	2.22E-04	6.75E-01
58	1.66E-04	5.07E-01
60	1.28E-04	3.90E-01

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

BIODATA PENULIS



Rahmat Bambang Wahyuari, lahir di Jember, pada tanggal 18 Maret 1995. Penulis menempuh pendidikan mulai dari SD Muhammadiyah 1 Jember (2001-2007) kemudian penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 2 Jember (2007-2010), kemudian melanjutkan pendidikan di SMAN 1 Jember (2010-2013) hingga terakhir di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (2013-2017) departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri angkatan tahun 2013 melalui jalur SMPTN.

Selain mengikuti kegiatan akademik, penulis mengikuti kegiatan organisasi sekaligus mengembangkan minatnya pada bidang keilmiahan sebagai sebagai staf Kementrian Inovasi Karya BEM ITS (2014-2015) dan menjadi ketua tim suksesi PIMNAS 28 2015. Dalam bidang kerohanian, penulis aktif sebagai anggota LDJ Ash-Shaff Teknik Mesin ITS (2014-2015) dan Staf Ahli LDJ Ash-Shaff (2015-2016). Selain itu, penulis juga aktif dalam kegiatan kepanitiaan sebagai anggota *Racing Comittee* acara KMHE 2014 yang diadakan oleh Kementrian Pendidikan dan Kebudayaan. Penulis juga memiliki bidang minat vibrasi dan pengendalian dinamis.

Motto hidup penulis adalah “Semua tergantung pada niatnya” sehingga menjadikan penulis dapat lebih bersemangat dan bekerja keras tergantung dengan niatnya untuk mencapai sesuatu yang diinginkan. Komunikasi dengan penulis dapat melalui email: **rahmatbambangwahyuari@gmail.com**.

[Halaman ini sengaja dikosongkan]